

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ АРМЕНИЯ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ**

ГЕВОРКЯН АРАМАИС ВИКТОРОВИЧ

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ
ВИБРОАКТИВНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН**

ДИССЕРТАЦИЯ

**на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности
05.02.01 - “Машиноведение”**

**научный руководитель
д.т.н., профессор Шемян Г.Г.**

ЕРЕВАН 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1.	
ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ВИБРОАКТИВНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕК- ТРИЧЕСКИХ МАШИН	8
Особенности конструкций электрических машин	8
Виброактивность электрических машин	11
Источники вибраций	13
Собственные частоты	15
Долговечность и надежность подшипниковых узлов электрических машин.	22
Выводы по первой главе.	28
ГЛАВА 2.	
КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ	29
Колебания вращающегося ротора на подшипниках качения	29
Устойчивость жесткого уравновешанного ротора на нелинейных опорах	34
Устойчивость неуравновешанного ротора	36
Поперечные колебания ротора в амортизированном корпусе	41
Собственные частоты аксиальных колебаний	47
Нелинейная инерционность вращающегося гибкого ротора	55
Выводы по второй главе.	63
ГЛАВА 3.	
ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО СТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИНАХ	64
Динамический расчет шпилек соединяющих подшипниковые щиты к корпусу машины	64

Влияние стабильности затяжки стяжных шпилек, на динамику машины	66
Оптимальная жесткость стяжных шпилек (болта).....	75
Влияние переменных нагрузок на величину предварительной затяжки	79
Упругие колебания стяжных шпилек при продольном (осевом) возбуждении	83
Выводы по третьей главе.....	88
ГЛАВА 4.	
ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН	90
Силы в подшипниках качения электрических машин.....	90
Спектр динамических нагрузок действующих на подшипники электрических машин	94
Работоспособность и долговечность подшипников качения с учетом теплодинамических превращений смазки	95
Надежность подшипниковых узлов с учетом воздействия динамических нагрузок.....	99
Методика экспрессных испытаний асинхронных двигателей на надежность	104
Испытательное оборудование для проведения ускоренных и экспрессных испытаний электрических машин на надежность	107
Выводы по четвертой	114
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ	115
ЛИТЕРАТУРА.....	117
ПРИЛОЖЕНИЕ	127

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В современных электрических машинах все большее значение приобретают вопросы устойчивости и динамической прочности конструктивных элементов и узлов [1,8,9,10,49]. Это вызвано, с одной стороны, тенденциями создания высокопроизводительных и высокоскоростных машин, с другой – тенденциями уменьшения материалоемкости [17,67,88,103].

Повышение удельной мощности машины приводит к динамической перенапряженности конструктивных элементов, увеличению интенсивности и расширению спектра виброакустических полей.

Вибрации в виде регулярных биений могут порождать нестационарные процессы и повышать динамические нагрузки [12,23,24,50,51].

Уменьшение весогабаритных параметров приводит к уменьшению жесткостных и демпфирующих характеристик, и при необоснованно низких значениях этих параметров нормальное функционирование машины вообще становится невозможным [93]. В результате возникают неустойчивые и нерегулярные зоны биения в спектре частот.

Появление неустойчивых и нерегулярных колебательных процессов приводит к интенсивному истиранию и износу сопрягаемых поверхностей, в результате чего нарушается нормальное функционирование машины и происходит отказ какого-либо узла. Поэтому одним из показателей качества машины стали их виброакустические характеристики [3,20,75,80,87,106].

Если учесть, что прочность, долговечность и надежность многих элементов электрических машин в основном обусловлены уровнем виброакустических характеристик, то вопрос исследования динамического состояния машин становится важнейшей задачей [63,71,74,92].

Проектирование машин с требуемыми виброакустическими, прочностными и надежностными параметрами предполагает проведение фундамен-

тальных исследований динамики систем с выбором адекватных моделей, отражающих принципиальные особенности реальной машины или узлов.

Учет нелинейных факторов, взаимовлияния механических характеристик и переходных процессов на наиболее адекватных моделях позволит более полно исследовать динамику вибрационного состояния конструктивных элементов, определить зоны динамических перенапряжений, величины реальных динамических усилий, выявить условия физико–механических превращений, приводящих к понижению надежности и долговечности наиболее нагруженных узлов [13,46,55,81,83,99].

Настоящая диссертационная работа посвящена исследованию некоторых вопросов динамики роторных машин на подшипниках качения и разработке методов расчета и оценки прочностных и надежностных характеристик подшипниковых узлов.

Цель и основные задачи исследования. Целью работы является исследование виброактивности электрических машин и разработка усовершенствованных методов расчета и оценки динамических, прочностных и надежностных характеристик подшипниковых узлов машины.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

- анализ и исследование виброактивности электрических машин и выявление причин возникновения нерегулярных процессов колебания;
- исследование устойчивости вращения ротора электрической машины на нелинейных опорах;
- исследование динамики стыковых соединений электрических машин и нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора;
- усовершенствование расчетных и экспериментальных методов оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин с учетом спектров действующих динамических сил.

Методы исследования. При решении поставленных задач использованы современные методы теории колебаний, динамического и спектрального анализа колебаний; математические методы теории аппроксимации функций;

приближенные методы интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений с применением метода малых параметров Пуанкаре с использованием функции Бесселя и преобразования Лапласа.

Научная новизна работы.

1. Разработаны методы:

- а) расчета виброактивности электрических машин с роторами на нелинейных опорах с учетом кинематических возмущений и радиального зазора в подшипниках качения;
- б) экспрессных испытаний на надежность электрических машин и оборудования для их проведения.

2. Получены формулы оценки стыковых соединений и нелинейной инерционности гибких роторов электрических машин.

3. Усовершенствованы методы расчетной оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов электрических машин с учетом составляющих виброускорений высших гармоник.

Практическая ценность. Разработанные методы определения виброактивности электрических машин, экспрессных испытаний на надежность электрических машин и выведенные формулы расчетной оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов с учетом динамических сил в настоящее время успешно применяются в предприятиях электротехнической промышленности стран СНГ при проектировании, оценке и испытаниях электрических машин.

Разработанные стенды для проведения ускоренных и экспрессных испытаний на надежность и долговечность электрических машин внедрены и эксплуатируются на ряде крупных электромеханических заводах стран СНГ (УЗЭД, ТЗМД, ЕЭД и др.).

Основные положения диссертационной работы, выносимые на защиту:

- метод оценки виброактивности электрических машин и устойчивости уравновешенных и неуравновешенных роторов;

- метод расчета нелинейной инерционности гибких роторов электрических машин;
- критерии оценки динамического качества стыковых соединений в электрических машинах;
- усовершенствованные методы оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов электрических машин с учетом внешних и внутренних динамических сил;
- метод экспрессных испытаний на надежность электрических машин и оборудования для их проведения.

Апробация результатов исследования. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- расширенном семинаре лаборатории экспериментальных исследований института механики НАН РА (Ереван, 2018 г.);
- 5-й Международной конференции “Актуальные проблемы механики сплошных сред” (Ереван, 2017 г.);
- Международной конференции “Инновационные разработки и достижения в области балансировочных станков, переносных приборов, программного обеспечения и стационарных систем контроля и защиты роторного оборудования производства группы компаний “Диамех”. Организатор “Диамех”, г.Москва (Ереван, 2016 г.);
- 4-й Международной конференции “Актуальные проблемы механики сплошных сред” (Ереван, 2015 г.);
- Международной конференции по основам вибрационной диагностики “Передовые технологии эксплуатации ремонта промышленного оборудования. Практические аспекты внедрения современных методов и средств вибрационной диагностики и балансировки”. Организатор “Диамех”, г.Москва (Ереван, 2012 г.);
- 3-й научно-технической конференции НИИЭлектромаш (Ереван, 1990 г.);
- секции “Качество и надежность” НТС НПО “Электромаш” (г. Елгава, Латвия, 1990 г.).

ГЛАВА 1

ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ВИБРОАКТИВНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Особенности конструкций электрических машин

Современное машиностроение характеризуется тенденциями повышения производительности, уменьшения весогабаритных показателей на единицу мощности и уменьшения себестоимости выпускаемых изделий. Всякие мероприятия, направленные на осуществление указанных требований, являются актуальными. Однако, как показывает практика, при стремлении обеспечить указанные требования, как правило, ухудшаются виброакустические и надежность показатели. Повышение удельной мощности на единицу массы приводит к динамической перенапряженности конструктивных элементов и к появлению колебаний, превышающие допусковые нормы [1,8,9,10,49].

Естественно, при повышении энергетических показателей, при постоянных весогабаритных размерах, увеличиваются динамические силы, а при уменьшении весогабаритных параметров уменьшаются жесткостные и демпфирующие характеристики [93].

Появляются нерегулярные процессы биения в спектре частот, которые приводят к ослаблению стыковых соединений подшипниковых щитов с корпусом. Становится почти невозможным обеспечение требований по виброакустическим параметрам [17,67,88,103].

Статистика многолетней практики эксплуатации электрических машин и механизмов показывает, что появление нерегулярных и неустойчивых процессов в виде биений в спектре частот приводит к нарушению нормального

функционирования машины вследствие интенсивного истирания и износа сопрягаемых поверхностей [14,56,105,108].

Кроме того, применение машин с нерегулярными и неустойчивыми вибрационными характеристиками во многих отраслях промышленности (в прецизионном приборостроении, в стабилизаторах и навигационных устройствах ракетно–космических комплексов, в механизмах пространственной ориентации, в вычислительной технике и т.д.) становится недопустимым. Следует отметить, что иногда проведение определенных мероприятий, направленных на улучшение виброакустических характеристик машин, становится совершенно необходимым, особенно когда в результате обеспечения требований по улучшению высоких энергетических показателей в спектре частот появляются неустойчивые зоны [6,7,66, 68,104].

Поэтому так называемая “виброакустическая добротность” роторных машин, т.е. машин, в спектре частот которых отсутствуют неустойчивые и нерегулярные зоны, является важным показателем ее качества [8,21,26,65, 79,107].

Произошло значительное расширение круга задач исследований, связанных с проблемами вибраций электрических машин.

Пересмотрены вопросы возможного влияния отдельных составляющих спектра вибраций при нерегулярных процессах как на общий уровень, так и на работоспособность отдельных узлов и элементов. Ставятся более сложные задачи - выявление частотных полос–диапазонов нерегулярных и неустойчивых колебательных процессов, влияющих на виброактивность системы и отыскание путей их локализации [85,91,94,100,110].

Требования вибрационной добротности машины по уровню виброакустических показателей должны быть заложены в основу проектирования и обеспечены в процессе эксплуатации.

В настоящее время электрические машины проектируются в соответствии с традиционной формой, с некоторой модернизацией, что не всегда является оптимальным с точки зрения вибрационной активности и материалоемкости.

При доводке опытных образцов таких машин зачастую приходится затрачивать огромные материальные и трудовые ресурсы, а иногда приходится и вовсе отказаться от этих образцов, как динамически недобротных [93].

Причиной вышесказанного является прежде всего отсутствие систематизированных принципов оценки виброактивности механических систем с учетом исходных данных. Только при использовании результатов квалифицированных и всесторонних исследований можно разработать основные принципы создания современных, динамически добротных машин, качество которых заведомо обеспечено на стадии их проектирования [89,90, 97,102] и может быть сохранено при эксплуатации.

Электрические машины в диапазоне мощностей от долей ватт до сотен киловатт в настоящее время получили широкое и разнообразное применение в различных областях народного хозяйства, в специальной и бытовой технике. Кроме этого, автоматизация и роботизация производственных процессов, а также повышение точности ориентации космических и навигационных объектов и систем осуществляются на базе использования маломощных роторных машин. Следует отметить, что во всех отраслях промышленности приводами всех производственных установок и агрегатов служат также электродвигатели различного назначения.

Производство электрических машин охватывает почти все отрасли промышленности – приборостроение, электромашиностроение, авиационная промышленность и т.д.

Развитие электрических машин характерно двумя основными и прогрессивными тенденциями. Это стремление, с одной стороны, к неуклонному уменьшению массо-габаритных показателей, с другой, к увеличению энергоемкости, надежности и долговечности [10,20,76,87].

Хотя эти тенденции, с точки зрения их совместного осуществления, противоречивы, все же есть определенные успехи в этой области. Статистические данные развития роторных машин показывают, что с годами

уменьшается их материалоемкость. Это говорит о том, что они имеют огромный резерв запаса прочности [8,97].

Поэтому при дальнейшем уменьшении материалоемкости, хотя прочностные характеристики остаются в пределах допустимых значений, интенсивно растет динамическая напряженность конструктивных элементов. Дальнейшая интенсификация удельных мощностей за счет уменьшения материалоемкости, без проведения фундаментальных исследований по оптимизации проектных параметров и использования специальных материалов, становится невозможной. Необоснованное снижение материалоемкости может привести к ухудшению динамической добротности механической системы, повышению виброактивности, а во многих случаях и к потере работоспособности основных узлов. Поэтому дальнейшее уменьшение материалоемкости машин должно сопровождаться теоретически обоснованным подбором таких параметров и характеристик, которые могли бы обеспечить динамическую добротность системы при довольно низком уровне собственной вибрации, высокой прочности и надежности.

Хотя в существующей литературе имеются многочисленные методы расчета и оценки вибрационного состояния машины, все же в комплексе вопросов обеспечения динамической добротности механических систем изучен относительно мало.

Виброактивность электрических машин

Все электрические машины в основном состоят из вращающегося на подшипниках ротора, подшипниковых щитов, подшипников и корпуса со статором. Поэтому считается, что электрическая машина является довольно простой механической системой. Однако из-за наличия пакетов ротора и статора с обмотками в электрических машинах и подшипников качения с подшипниковыми щитами сложной конфигурации, генерирующими вибрации в

широком диапазоне частот, постановка и решение динамической задачи без соответствующих упрощений становится весьма затруднительными.

В связи с этим при рассмотрении колебательных процессов находят целесообразным частотные диапазоны разбить на поддиапазоны: диапазон низких частот (1...300 Гц), диапазон средних частот (300...2000 Гц), и диапазон высоких частот (2000...20000 Гц).

Для каждого диапазона характерны определенные источники возмущения. Наиболее определяющими с точки зрения прочностных и надежностных характеристик по настоящее время считали нагрузки низкочастотных и среднечастотных диапазонов. Однако результаты ряда исследований показывают, что среднечастотные и высокочастотные диапазоны, обладая большой колебательной энергией, могут оказать решающее влияние на надежность многих узлов машины.

Многочисленные исследования, проведенные отечественными и зарубежными исследователями, указывают на то, что на прочность, надежность и долговечность узлов и элементов машин интенсивно влияют силовые импульсы именно средних и высших гармоник, которые проявляются с разными уровнями, в зависимости от динамической связанности и добротности системы [14,21, 65,68,79,104,107]. Этим и объясняется преждевременный выход из строя отдельных элементов и узлов, хотя согласно расчетам, они должны быть равнопрочными.

С этой точки зрения особое место в роторных машинах занимают подшипниковые узлы с подшипниковыми щитами.

Подшипниковые щиты в роторных машинах являются теми звеньями, по которым периодические силы и тепловые потоки от различных источников передаются на корпус машины [1,10,59,63,97,111].

Кроме того, стыковые соединения подшипниковых щитов с корпусом с помощью стяжных шпилек или болтов порождают новые источники, повышающие вибрационные импульсы. Эти импульсы, вызванные как подшипниковыми вибрациями, так и остальными источниками вибраций,

содержат в основном высокие гармонические составляющие и зачастую вызывают “разбалтывание”, истирание и ослабление крепежных элементов, которые, как правило, не учитываются при расчете и проектировании машины.

Необходимо отметить, что появление высокого уровня отдельных спектральных составляющих силовых импульсов в тех или иных элементах зависит не только от уровня и частоты возмущения источников, но и от механических характеристик системы и конструктивных особенностей элементов [1,8,115].

Одной из особенностей малых электрических машин вообще и крупных электрических машин общепромышленного назначения в частности является то, что опоры роторов выполнены с осевым поджатием подшипников качения. Такое конструктивное выполнение опор позволяет эффективно демпфировать осевые колебания за счет трения в опорах [64,93,112].

Другой особенностью малых роторных машин является то, что посадка наружных колец подшипника в гнезде осуществлена скольжением. Это обеспечивает плавучесть опоры, сохранность геометрической круглой формы наружного кольца подшипника, температурные компенсации и самоустановление ротора.

Немаловажным фактором в формировании и гашении высших гармоник спектра вибрации являются демпфирующие способности материалов станины и подшипниковых щитов. Они в малых машинах выполнены из высокопрочного алюминиевого сплава АК-10, имеющего, по сравнению с чугунами и стальными станинами, большой декремент затухания.

Источники вибраций

Непосредственными причинами колебаний элементов роторных машин являются периодически изменяющиеся усилия, обусловленные вращением ротора на подшипниках качения, а в электрических машинах - также магнитное поле переменного тока и зубцовые гармоники.

Вращающиеся детали машины вызывают переменные усилия, обусловленные их неуравновешенностью, погрешностями сопрягаемых деталей подшипников качения и циклическим изменением жесткостей колец в зависимости от положения тел качения или наличием вращающихся деталей двойкой жесткости.

Кроме того, вращающиеся детали вызывают вибрации аэродинамического происхождения, обусловленные качеством обтекаемости поверхностей.

От взаимодействия высших гармоник магнитных полей в электрических машинах возникают периодически изменяющиеся магнитные усилия, которые и возбуждают магнитные вибрации.

Таким образом, источники вибрации в электрических машинах можно разделить на:

- механического происхождения;
- электромагнитного происхождения;
- аэродинамического происхождения.

Следует отметить, что в зависимости от протекающих в роторных машинах сложных физико-механических процессов формирования и распространения колебаний, возбуждаемых различными источниками на отдельных элементах машины, уровень их силовых импульсов проявляется по-разному, т.к. в одних случаях элементы машины могут служить осцилляторами или резонаторами, а в других – поглотителями. Это зависит от материалов, конструктивных особенностей элементов и способа их сочленения. Следовательно, анализ и исследование колебательного состояния должны быть привязаны к системе с учетом интенсивности отдельных источников вибраций и свойств элементов механической системы [1,8,63,66].

Классификация источников вибрации роторных машин приведена на рис.1.1.

Источники вибрации роторных машин

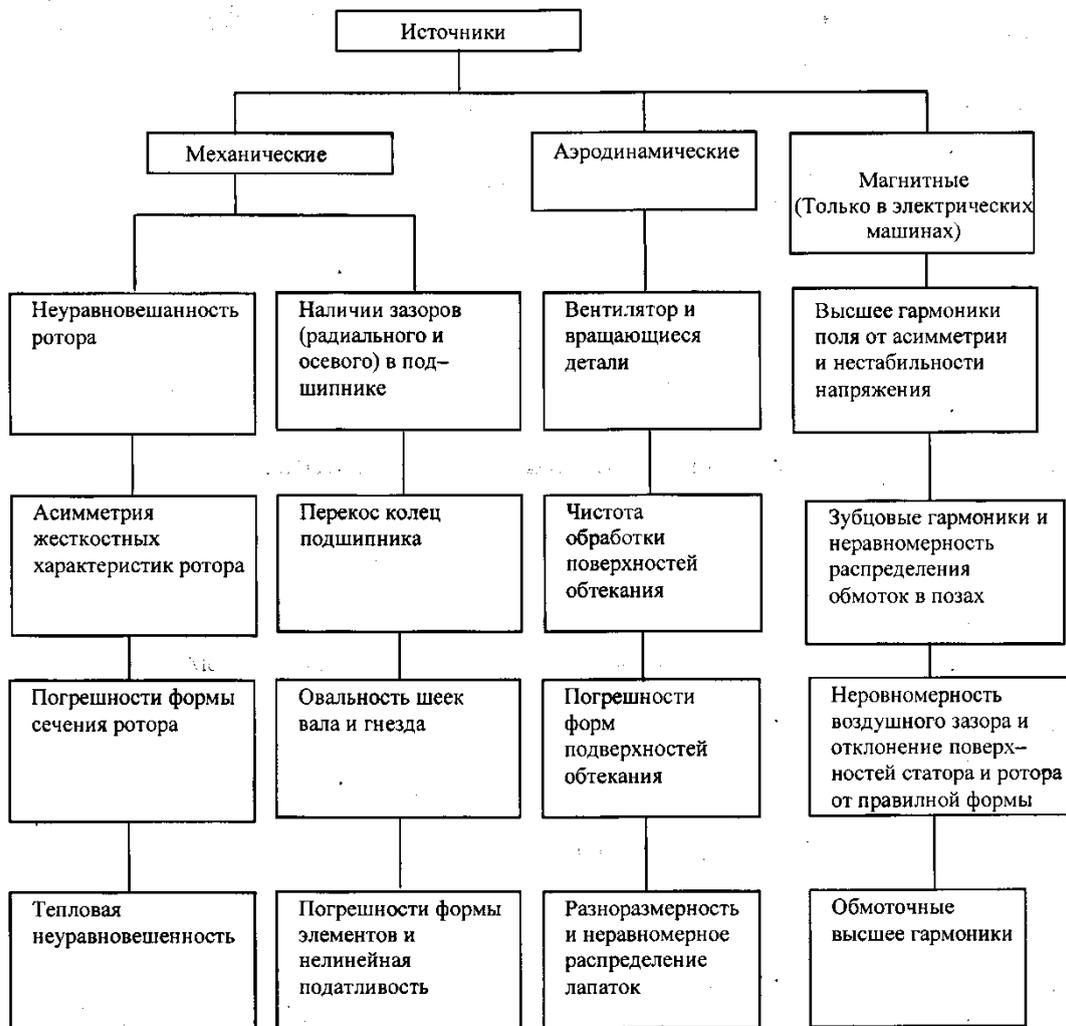


рис.1.1. Источников вибрации роторных машин

Собственные частоты

Колебательные процессы во многих машинах зачастую имеют резонансный характер, особенно когда есть тенденция неуклонного уменьшения весогабаритных показателей. Поэтому при исследовании колебательных процессов обычно рассматривают не только параметры возмущающих сил, но и динамические свойства машины в целом. Эти свойства особенно проявляются в нелинейно - упругих характеристиках подшипников и линейно-упругих характеристиках щитов[28,29,83,].

Исследованию собственных частот роторных машин посвящено много работ. Однако большая часть этих работ относится к исследованию собственных частот машин только в радиальном направлении или к определению критической скорости ротора [19,27,33,72,99].

Возможно, такой подход ранее был оправдан, ибо машины были достаточно жесткими, а наиболее гибким являлся ротор. Теперь, когда неуклонно стараются уменьшить весогабаритные показатели в поисках путей снижения материалоемкости, машины в целом становятся достаточно “жидким”, динамически неустойчивым резонатором всяких возмущений. Поэтому для оптимального проектирования и максимального использования всяких резервов по снижению материалоемкости следует рассматривать динамическое состояние каждого элемента в отдельности и машины в целом с учетом их взаимодействия.

В наиболее общем виде вопросы исследования собственных частот роторных машин рассмотрены в многочисленных работах [50,68,114]. При этом расчетно–динамическая модель системы для исследования представляется довольно упрощенно в виде упругомассивной системы с сосредоточенными параметрами. Для определения собственных частот отдельных узлов в [31] принята следующая модель. Корпус рассматривается как тонкостенное кольцо. При этом предполагается, что в местах крепления станины корпус дополнительно не деформируется. В качестве расчетной схемы при изучении радиальных колебаний корпус аппроксимирован как кольцо, ротор машины в этих задачах моделирован в виде балки. Условия опирания балки определяются условиями крепления ротора на опорах. Если сечение ротора по длине постоянно, то расчет производится по формуле [89]

$$\omega_i = \frac{r_i}{l^3} \sqrt{\frac{EJ}{\gamma}}, \quad (1.1)$$

где l – длина пролета; J – момент инерции сечения; E – модуль упругости

материала; r_i – коэффициент, учитывающий форму колебаний; γ – плотность материала.

Частоты корпусов переменного сечения определяются по дискретной модели. При изучении радиальных колебаний правомерны схемы тонкого кольца или цилиндрической оболочки [4,5,7,22,77].

Подшипниковые щиты моделируются исходя из конструктивных признаков, т.е. они могут быть представлены в виде плоских или трубчатых элементов [4,5,7,74,93].

В случае исследования колебательных процессов в аксиальном направлении подшипниковый щит моделируется в виде пластины постоянной толщины. При этом расчет круговых частот поперечных колебаний производится по формуле [93]

$$\omega = \lambda \sqrt{Eh^2 / \gamma R^4} \quad (1.2)$$

где E – модуль упругости материала; γ – плотность материала; h – толщина пластины; R – радиус пластины; λ – корень частотного уравнения, соответственно. В зависимости от граничных условий задачи по контуру значения λ будут разными.

Для определения собственных частот роторов применяется модель шарнирно опертой по концам балки. Практические расчеты производятся исходя из следующих соображений: балка постоянного сечения с распределенными параметрами, или балка невесомая с распределенными параметрами. Первая схема позволяет определить любые формы колебаний по (1.1). Замена реального вала невесомым, т.е. вторая схема, предполагает приведение распределенной массы вала к точечной и позволяет определить только собственные частоты, обусловленные количеством сосредоточенных масс.

При малом числе точечных масс принимаются формулы, полученные классическим методом. Далее результирующие значения частот определяются по формуле Данкерли

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{1}{\omega_0^2} + \sum_{j=1}^n \frac{1}{\omega_j^2} \quad (1.3)$$

где ω_0 – собственная частота вала постоянного сечения без точечных сосредоточенных масс, ω_j – частота изгибных колебаний невесомого упругого вала с j -й массой.

Формулы для определения собственных частот отдельных элементов обобщаются в зависимости от влияния различных факторов: упругой податливости опор, магнитных сил, гироскопического момента, продольной силы на ротор и различных конструктивных особенностей.

Однако значения парциальных собственных частот отдельных элементов и узлов машины пока еще не дают возможность установить их взаимную связанность в собранной машине при различных возбуждениях. Эти частоты могут быть определяющими, если связь между элементами весьма “слабая” или имеется возможность мысленного расчленения машины на свободные от взаимосвязи элементы, но с введением соответствующих поправок. Ясно, что эта задача более сложная, чем исходная задача определения собственных частот машины в целом.

В этой же работе приводятся общие формулы определения собственных частот, основанные на рассмотрении динамической модели в виде упруго–массивной системы с сосредоточенными элементами. Ее недостатком является неучет влияния распределенных элементов на высшие формы колебаний.

Наиболее пригодной для расчетов является формула (1.2), которая косвенно употребляется во многих работах при определении собственных частот, хотя определение конкретных значений корней частотного уравнения довольно сложно и не всегда представляется возможным. Кроме того, если в исследуемой задаче граничные условия имеют нестандартный характер, то применение данного метода вообще исключается.

Частотное (вековое) уравнение машины в радиальном направлении в достаточно общем виде приведено в [37,93] и имеет вид

$$\lambda^8 + a_1\lambda^7 + a_2\lambda^6 + a_3\lambda^5 + a_4\lambda^4 + a_5\lambda^3 + a_6\lambda^2 + a_7\lambda + a_8 = 0, \quad (1.4)$$

где коэффициенты a_1, a_2, \dots, a_8 обусловлены упругомассовыми характеристиками машины в радиальном направлении.

Это уравнение не учитывает распределенность масс ротора, корпуса и конкретные реальные распределенные параметры опоры. Например, в качестве жесткости опор фигурирует некоторая приведенная линейная жесткость. Ясно, что такая модель несостоятельна для проведения серьезных исследований динамических процессов и устойчивых зон колебания, т.к. заведомо не учитывается ряд важнейших факторов. Поэтому решение задач исследования колебательных процессов аналогичными методами для объектов, где имеются нелинейные элементы или элементы с распределенными параметрами, привело бы к большим ошибкам.

В работе [93] приводится методика определения собственных частот для некоторых типов машин, в которых все элементы считаются жесткими, кроме опор.

При такой схематизации колебательной системы удастся определить только влияние упругой податливости подшипников на спектр собственных частот.

Исследования, проведенные для двигателей на сплошном упругом основании с учетом нелинейного характера жесткости шарикоподшипников, позволили выявить такие свойства системы, как раздвоение частоты радиальных колебаний, сдвиг частот и появление интервалов, свободных от резонансных частот и т.д. Для удобства качественного анализа частотное уравнение представлено в виде отношения полиномов [43,93,96];

$$\Omega_p^2 = \frac{\lambda^2 L(\lambda^2, \Omega^2)}{L(\lambda^2, \omega^2)}, \quad (1.5)$$

$$L(\lambda^2, \Omega^2) = [(\lambda^2 - \omega^2)(\lambda^2 - s^2) - \chi^2 \omega^2 s^2] \times \\ \times \left\{ (\lambda^2 - \omega_0^2)(\lambda^2 - \omega^2)(\lambda^2 - s^2) - \omega^2 s^2 [\chi^2 (\lambda^2 - \omega^2) + \varepsilon^2 (\lambda^2 - \omega^2)] \right\},$$

где Ω_p – частота нутационных колебаний ротора; ω – частота радиальных колебаний; ω_0 – частота осевых колебаний; ω_k – частота угловых колебаний корпуса при неподвижном роторе; Ω – частота угловых колебаний системы “корпус–ротор”; ε, χ – параметры, учитывающие влияние массы ротора и корпуса;

$$\begin{aligned} \Omega_p &= \frac{J_0 \omega_B}{J_0}, & \omega^2 &= \frac{C}{M}, & \omega_0^2 &= \frac{C_0}{M}, & \omega_k &= \frac{Cl^2}{J_k}, \\ \Omega &= \frac{(J_p + J_k) Cl^2}{J_p J_k}, & \varepsilon &= \frac{M g \cos \theta \operatorname{tg} \beta}{3N}, & \chi &= \frac{M_p g \sin \theta}{6N}, & M &= \frac{M_p M_k}{(M_p + M_k)}. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Здесь C, C_0 – приведенные жесткости подшипников в радиальном и аксиальном направлениях соответственно; M_p, M_k – массы ротора и корпуса; θ – угол наклона ротора относительно горизонтальной плоскости; β – угол контакта; N – осевой натяг; J_p, J_0 – эквивалентный и осевой моменты инерции массы ротора; J_k – момент инерции массы корпуса; ω_B – частота вращения ротора; l – длина корпуса.

Результаты этих исследований могут быть использованы для расчета собственных частот машин при условии выполнения принятых допущений.

Упругая податливость подшипниковых щитов в осевом направлении может быть учтена приведением ее к податливости опор по схеме последовательного соединения жесткостей. Однако в этом случае, будет возможно учитывать только первую форму колебаний подшипниковых щитов.

Из результатов работы [48] следует, что нелинейные характеристики подшипника допускают определение собственных частот системы как амплитудно-зависимых. С целью определения численных значений собственных частот в работах [31,50] используется значение линейной жесткости подшипников для дискретных нагрузок, определенных экспериментальным методом.

В действительности в двигателях для дискретных значений нагрузок можно линеаризовать опоры. Это даст возможность определить собственные частоты, обусловленные только первой формой колебания подшипников. Несмотря на то, что низкие собственные частоты, определенные экспериментально, приемлемо сходились, все же результаты работы [31] неприемлемы для расчета спектра собственных частот двигателя, поскольку определение высших форм колебаний подшипников по этой схеме не представляется возможным.

В работе рассматриваются задачи определения спектра собственных частот двигателей только в радиальном направлении, причем статор и корпус представляются в виде двух колец, упруго связанных в радиальном и тангенциальном направлениях. Рассматриваются также поперечные и крутильные колебания вала с распределенной массой. При этом не учитывается нелинейная упругость подшипников, и опоры представляются в виде шарниров, а частотный спектр составляется из парциальных частот корпуса, статора и вала.

Частоты собственных колебаний двигателей рассмотрены также в [48]. В этой работе динамическая модель двигателя представляется в виде упруго-массивной системы с сосредоточенными элементами и линейными упругими связями. Однако, как и в [31], рассматриваются колебания только в радиальном направлении.

Хотя роторная машина представляет собой несложную механическую систему, однако многочисленные подвижные и неподвижные сочленения, а также наличие подшипниковых опор качения образуют многомассовую систему со многими степенями свободы, с распределенными параметрами, которая под воздействием периодических сил совершает пространственное колебание. Точность математического описания колебательных процессов зависит не только от правильного выбора динамической модели, но и от правильности определения жесткостных и диссипативных свойств всех элементов и их сочленений [58,101].

Теоретическое исследование моделей роторных машин (в том числе и электрических) всегда несколько идеализировано. Эти модели отражают лишь небольшое число принципиальных особенностей реальных машин и не учитывают огромное число факторов, имеющих в наличии на практике. При разработке методик расчета реальных машин и определении путей повышения их динамического качества и надежности основная трудность заключается в выборе достаточно адекватных неидеальных моделей, в наибольшей степени учитывающих именно те факторы, которые присущи конкретному типу машин и играют наиболее значимую роль. Для решения подобных задач основное внимание должно быть сконцентрировано на выделении главных элементов и процессов, которые обуславливают динамическое состояние машины.

Большое внимание уделяется упругим свойствам шарикоподшипников и подшипниковых щитов. На основе жесткостной модели элементов машины строится обобщенная жесткостная матрица машины, которая играет решающую роль в формировании основных уравнений движения.

Долговечность и надежность подшипниковых узлов электрических машин

Вибрация оказывает отрицательное влияние на прочностные и надежность характеристики элементов машин [44] и естественно, понижает показатели надежности, сокращает срок ее службы и снижает точность выполняемых операций того механизма, где применена данная машина. Это еще раз подтверждает, что динамическая добротность электрических машин является важным показателем ее качества.

При такой постановке задачи определяющим критерием качества является уровень шума и вибраций на определенных диапазонах частот, проявления которых полностью обусловлены взаимосвязанностью упруго–

массивных и демпфирующих характеристик всех элементов с одной стороны и характером динамических нагрузок - с другой.

Многие вопросы вынужденных колебаний роторных машин глубоко изучены в обширной литературе [7,8,93,80,95], однако лишь некоторые из них относятся к колебаниям электрических машин. В работе [93] пространственная динамическая модель машины представляется в виде вязкоупругой массивной системы, в которой массивными сосредоточенными элементами являются корпус, статор, ротор, подшипники и подшипниковые щиты. В модель практически входят также все упругие элементы.

Такая постановка задачи позволяет полностью определить низкочастотные составляющие колебаний. Аналогичные исследования колебательных процессов проведены и в работах [7,8].

Предложенные работы дают достаточно приемлемые результаты, если в исследуемом диапазоне частот отсутствуют резонансные зоны. При наличии резонансных зон в близлежащих к резонансу точках результаты будут абсурдными.

Анализ литературных источников, посвященных определению колебательного состояния роторных машин, показал, что в настоящее время существующие методы не учитывают те основные особенности машины, которые являются определяющими для оценки динамической добротности конструкций, и не могут быть однозначно применены для машин любого исполнения.

У большинства авторов роторная машина рассматривается как механическая система с сосредоточенными упругомассивными параметрами, причем упругие элементы имеют строго направленные независимые характеристики. Такая система не может правильно описать колебательные процессы. Поскольку малые машины более чувствительны к динамическим нагрузкам более высокого порядка, а динамические нагрузки находятся в низком и среднем диапазонах частот, что обусловлено первой и второй формами колебания конструктивных элементов, динамическая модель должна составляться с учетом распределенности упругомассивных параметров тех элементов и

узлов, высшие формы колебаний которых попадают в диапазон частот возмущения, а сосредоточенные параметры в направлениях координатных осей должны быть взаимосвязаны.

Постановка такой задачи особенно актуальна для аксиальных колебаний, где подшипниковые щиты ведут себя почти как пластины. Если при расчете низкочастотного спектра вибраций (собственных радиальных колебаний машины) роторных машин с короткими роторами выбор динамической модели расчета с сосредоточенными параметрами несколько оправдан, то при расчете колебаний машин с длинными (упругими) роторами выбор такой модели опровергается в связи с большими погрешностями результатов, ибо обычно несколько форм колебаний попадает в диапазон рабочих скоростей.

Важно отметить, что помимо всего этого, многие исследователи при решении задачи колебаний ротора на подшипниках качения производят прямую линеаризацию нелинейного члена, описывающего податливость подшипника, приняв при этом некоторое усредненное значение коэффициента жесткости, соответствующее конкретной нагрузке. Такая линеаризация приводит к искажению результатов, касающихся переходных процессов. На самом деле наличие нелинейной податливости подшипников качения приводит к амплитудно-зависимым частотным характеристикам и появлению неустойчивых процессов.

Если принять во внимание, что вибрационные нагрузки охватывают довольно широкий диапазон частот, то вопрос правильного учета взаимосвязанных во всех направлениях пространственных жесткостных характеристик, конструктивно-технологических особенностей изготовления и сборки, а также правильного учета нелинейных характеристик конструктивных элементов машины, с точки зрения точности описания колебательных процессов, выбора оптимальных параметров и оценки виброударопрочности, становится вполне актуальным и необходимым.

В связи с необходимостью правильного выбора критериев качества электрических машин за последние годы произошло заметное расширение

круга задач, связанных с проблемой виброактивности, и методов их оценки.

В частности, следует пересмотреть методы оценки отдельных составляющих в формировании общего уровня и отыскать пути снижения спектральных составляющих в широкополосной части спектра.

Такой подход привел бы к необходимости учета тех динамических сил, которые ранее исключались ввиду их малости по сравнению с их доминирующими составляющими. В связи с этим возникают трудности не только расчетного характера, но и точного математического описания.

Трудности точного математического описания колебательных процессов обусловлены сложностью геометрических форм элементов машин, наличием подшипников качения и взаимосвязанностью отдельных факторов. Поэтому обычно ранее рассматривали влияние отдельных факторов, вне зависимости друг от друга.

Например, колебания, обусловленные переменной жесткостью подшипников, характерны как для идеального, так и неидеального подшипников. Она определяется упругими деформациями его деталей, величина и характер которых зависит от:

- числа тел качения;
- зазоров в радиальных шарикоподшипниках;
- материала сепаратора и зазоров между шариками и сепаратором.

Эти факторы взаимосвязаны между собой и раздельное их рассмотрение, естественно, приводит к большим погрешностям.

Другой пример: колебания центра тяжести вала относительно наружного кольца подшипника зависят от величины эксцентриситета ротора, его податливости (жесткости), разноразмерности шаров, овальности колец, радиальных зазоров и, наконец, от жесткости самого подшипника. Поскольку жесткостная характеристика подшипника нелинейная, то раздельное рассмотрение отдельных факторов вообще теряет смысл.

В [93] амплитуда центра тяжести вала определяется по формуле

$$y = \frac{mg}{c(\varphi)} + y(\varphi), \quad (1.7)$$

где $c(\varphi)$ – жесткость подшипника; $y(\varphi)$ – вертикальные смещения центра тяжести вала; $c(\varphi)$, $y(\varphi)$ – периодически изменяющиеся функции от угла поворота сепаратора с периодом $T = 2\pi/z$:

$$\begin{aligned} c(\varphi) &= c_0 + \Delta c \sin(\varphi - 2\pi/z), \\ y(\varphi) &= y_0 + \Delta y \sin(\varphi - 2\pi/z). \end{aligned} \quad (1.8)$$

Здесь c_0 – начальная жесткость подшипника; y_0 – начальное смещение центра тяжести вала; Δc и Δy – изменения жесткости и смещения происходящие в процессе работы подшипника из-за неодинаковых условий нагружения тел качения; z – число тел качения в подшипнике.

Так как жесткостная характеристика подшипника имеет нелинейную форму [105], то в работе [101] она была определена экспериментально.

Полученная кривая представлена уравнением

$$k(x) = k_\eta x + k_\xi x^3 \quad (1.9)$$

где $k(x)$ – сила упругости; x – смещение; k_1 и k_3 – постоянные коэффициенты.

Такая чрезмерно упрощенная модель позволяет произвести расчет только лишь низкочастотных спектров вибраций для диапазона частот без резонансных зон. Здесь, безусловно, полностью исключается возможность выявления зон параметрических резонансов и субгармоники взаимовлияний от различных возмущений.

Вибрации, обусловленные наличием радиального зазора, по сути дела, являются полигармоническими. Они возбуждаются в результате смещения центров наружного и внутреннего колец подшипника относительно друг друга. В этом случае перемещение представляется в виде функции обращенной синусоиды, поэтому только лишь после разложения её в ряд Фурье удастся разделить основные гармоники колебания.

Изучение влияния радиального зазора в подшипниках на амплитудно–частотные характеристики позволило авторам путем выбора соответствующих типов подшипников, посадок наружного и внутреннего колец, а также смазки значительно снизить уровень подшипниковых вибраций в машинах.

Вибрации, обусловленные геометрическими несовершенствами деталей подшипников, достаточно полно исследованы в работе [65], где выявлены те предельные отклонения, которые вызывают интенсивное увеличение уровня подшипниковых вибраций. Определение и оценка подшипниковых вибраций и их разделение по частотам приведены в работе [31]. В этой работе рассмотрены лишь отдельные факторы, в частности, волнистость поверхностей дорожек качения. Здесь рационально представляется весь профиль поверхности дорожек качения с помощью огибающей кривой. Далее кривую профиля разлагают в геометрический ряд вида

$$P_0 = R_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi), \quad (1.10)$$

где R_0 – радиус исходной окружности; φ – фазовый угол, определяющий положение (номер) гармоники относительно начала отсчета на кольце; a_n, b_n – коэффициенты разложения.

Амплитудно–частотная оценка профиля дорожек качения подшипника позволяет представить волнистость и всю совокупность макро- и микроотклонений в виде геометрического ряда и свести исследование сложного профиля к изучению синусоиды.

Реакция системы на воздействие переменных нагрузок, как известно, зависит не только от параметров возмущающих сил, но и от динамических свойств системы. В данном случае при изучении вибраций механического происхождения, основным источником которых являются остаточная не-уравновешенность ротора и кинематическое возмущение подшипников, возникает необходимость оценки динамических свойств системы и выбора оптимальной конструкции. Этой проблеме посвящены многочисленные работы [84 и др.].

ВЫВОДЫ ПО ПЕРВОЙ ГЛАВЕ

В результате критического анализа литературных источников по тематике выявлено, что существующие методы исследования виброактивности роторных машин, разработанные на известных динамических моделях и допущениях, не способны правильно характеризовать динамическое, прочностное и надежностное состояния элементов и машины в целом и тем более, не могут улучшить виброакустические показатели путем выбора материалов и конструктивных форм элементов.

Известные методы исследования не позволяют решить вопросы динамической добротности машины, одновременно обеспечив требуемую прочность, надежность и оптимальную материалоемкость.

Для повышения динамического качества и добротности элементов конструкции роторных машин необходимо провести следующие исследования:

- анализ и исследование виброактивности электрических машин и выявление причин возникновения нерегулярных процессов колебания;
- исследование устойчивости вращения ротора электрической машины на нелинейных опорах;
- исследование динамики стыковых соединений электрических машин и нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора;
- усовершенствование расчетных и экспериментальных методов оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин с учетом спектров действующих динамических сил.

ГЛАВА 2

КОЛЕБАНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

2.1. Колебания вращающегося ротора на подшипниках качения

Вибрационные нагрузки, испытываемые подшипниками качения, вызывают большие механические напряжения, которые могут привести к нарушению режима работы подшипников и выходу из строя [40].

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации электрических машин показывают, что радиальный зазор в подшипнике, а также нелинейная жесткость и качество изготовления, имеют решающую роль в вопросах образования высокочастотных вибраций. Для исследования влияния указанных факторов рассмотрены колебания ротора машины, покоящейся на подшипниках качения под действием силы тяжести (рис. 2.1). При наличии радиального зазора e внутреннее кольцо подшипника в некоторый момент времени “перекатывается” через шарики, а при дальнейшем вращении - “приседает” между шариками.

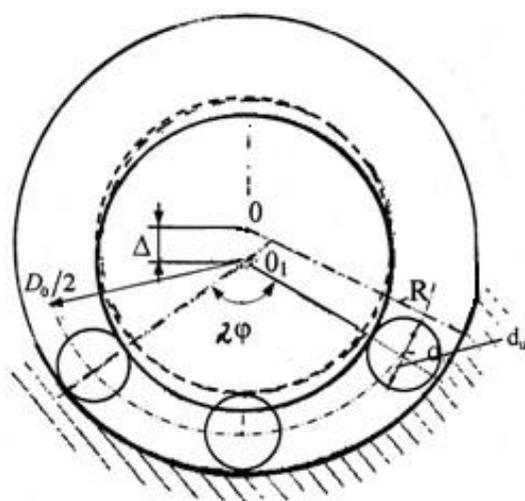


Рис.2.1. Схема перемещения ротора в подшипниках качения при эксплуатационном зазоре Δ

Траектория колебания центра тяжести ротора по оси y представляет собой обращенную синусоиду, описываемую уравнением $y = \Delta \left(\sin \frac{\pi x}{\lambda} \right)$, где

$$x = \frac{\omega_c D_0 t}{2} - \text{путь шарика, } \omega_c, \omega_0 - \text{угловые скорости вала и сепаратора:}$$

$$\omega_c = \omega_0 \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \right); \quad \lambda = \frac{\pi D_0}{z} - \text{расстояние между шарами, } D_0 - \text{диаметр средней}$$

окружности сепаратора, z – число шариков и расстояние между ними.

При “перекачивании” ротора через шарики на корпус машины действует периодическая возмущающая сила [93]

$$P(t) = \frac{m \Delta \omega_c^2 z^2}{4} \left| \sin \frac{\omega_c z t}{2} \right| \quad (2.1)$$

Разложив $p(t)$ в ряд Фурье, получим

$$P(t) = \frac{m \Delta A^2}{\pi} \sum_{i=1}^{\infty} B_i \cos i A t + m S_p,$$

где i – номер соответствующей гармоники возмущающей силы, $i = 1, 2, \dots$; A и B_i – постоянные коэффициенты: $A = \omega_0 \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \right) z$, $B_i = \frac{1}{4i^2 - 1}$; S – смещение ротора.

Дифференциальное уравнение движения уравновешенного ротора с учетом нелинейной жесткости и радиального зазора подшипников будет

$$\begin{cases} m_p y_1 = P_p - F_{y_1} + P(t); \\ F_p = F_p, \\ \begin{cases} y_1 \\ y_2 \end{cases} \end{cases} \quad (2.2)$$

где m_p, P_p – масса и вес ротора:

$$P_p = C_p (\lambda_{1\text{ст}} - \lambda_{2\text{ст}}); \quad (2.3)$$

C_p – жесткость ротора, $\lambda_{1\text{ст}}, \lambda_{2\text{ст}}$ – перемещение ротора и деформация подшипника от статически приложенных сил по направлению оси y ; F_{y_1} – восста-
навливающая сила, обусловленная упругостью ротора:

$$F_{y_1} = C_p (y_1 - y_2 + \lambda_{1\text{ст}} - \lambda_{2\text{ст}}); \quad (2.4)$$

y_1, y_2 – перемещение ротора и упругая деформация подшипника по оси y ; F_{-y_2} – восстанавливающая сила, обусловленная контактной упругостью подшипников:

$$F_{y_2} = CB(y_2 - \lambda_{2\text{ст}})^{3/2}; \quad (2.5)$$

C – коэффициент Герца, B – периодическая функция времени:

$$B = B_0 - B_1 \cos \omega t, \quad B_0 = \cos^2 \frac{\varphi}{2} + \frac{1}{2} (1 + \cos^2 \varphi);$$

$$B_1 = \cos^2 \frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2} (1 + \cos^2 \varphi) \quad (2.6)$$

Подставляя (2.3) - (2.6) в (2.2) и разлагая функцию $(y_2 + \lambda_{2\text{ст}})^{3/2}$ в ряд Тейлора, получим

$$\begin{cases} \ddot{y}_2 + \ddot{\xi} = \omega_1^2 \xi + P(t), \\ C_p \xi = (h - q \cos \omega_0 t) y_2 - \vartheta \cos \omega_0 t, \end{cases} \quad (2.7)$$

где $\xi = y_1 - y_2$; $3/2 CB \lambda_{2\text{ст}}^{1/2} = h^2$; $3/2 CB \lambda_{1\text{ст}}^{1/2} = q$; $\vartheta = CB \lambda_{1\text{ст}}^{3/2}$;

$$C_p / h_p = \omega_1^2; \quad P(t) = \frac{P(t)}{m_p}.$$

Ограничимся нахождением периодического решения (2.7) методом малого параметра Пуанкаре [56]. Полагая, что величина q мала по сравнению с h^2 , представим ξ и y в виде ряда

$$\xi = \sum_{n=0}^{\infty} q^n \xi_n, \quad y_2 = \sum_{n=0}^{\infty} q^n y_{2n}. \quad (2.8)$$

Подставляя (2.8) в (2.7), и приравнивая коэффициенты при одинаковых степенях q , получим систему n линейных дифференциальных уравнений, решения которых подставим в (2.8). Опустив члены, не зависящие от времени, а в зависящих сохранив только члены низшей степени по малому параметру q , получим

$$y_1 = y_{10} + y_1^{\dot{}}; \quad y_2 = y_{20} + y_2^{\dot{}} \quad (2.9)$$

где

$$y_{10} = \frac{\mathfrak{D}\omega_0^2 \cos \omega t}{\left[h^2 - \omega_1^2 - \omega_0^2 (h^2 + C_p) \right]} + \frac{A^2 \Delta (h^2 + C_p)}{\pi} \times \sum_{i=1}^{\infty} \frac{B_i \cos iAt}{\left[h^2 \omega_1^2 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right]};$$

$$y_1' = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=2}^{\infty} q^{n-1} \left\{ D_n \cos n\omega t + D_{ni} \cos \left[(n-1)\omega + iA \right] t + D_{ni}' \cos \left[(n-1)\omega - iA \right] t \right\};$$

$$D_n = \mathfrak{D}\omega^2 \prod_{n=1}^n \frac{\omega_1^2 - (n-1)^2 \omega_1^2}{2^{n-1} \left[n^2 \omega_1^2 - \omega_0^2 (h^2 + C_p) \right] \left[h^2 \omega_1^2 - n\omega_0^2 (h^2 + C_p) \right]}$$

$$D_n' = \frac{A^2 \Delta C_p \omega^2}{\pi} \times \frac{B \left\{ \omega^2 - \left[(n-2)\omega + iA \right]^2 \right\}}{i \prod_{i=1}^n \left[\omega^2 - \left[(n-2)\omega + iA \right]^2 \right]};$$

$$\times \prod_{n=2}^n \frac{2^{n-1} \left(\omega^2 - i^2 A^2 \right) \left[h^2 \omega^3 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right] \left\{ h^2 \omega^2 - \left[(n-1)\omega + iA \right]^2 (h^2 + C_p) \right\}}{2^{n-1} \left(\omega^2 - i^2 A^2 \right) \left[h^2 \omega^2 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right] \left\{ h^2 \omega^2 - \left[(n-1)\omega - iA \right]^2 (h^2 + C_p) \right\}};$$

$$D_n' = \frac{A^2 \Delta C_p \omega^2}{\pi} \times \frac{B \left\{ \omega^2 - \left[(n-2)\omega - iA \right]^2 \right\}}{i \prod_{i=1}^n \left[\omega^2 - \left[(n-2)\omega - iA \right]^2 \right]};$$

$$\times \prod_{n=2}^n \frac{2^{n-1} \left(\omega^2 - i^2 A^2 \right) \left[h^2 \omega^2 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right] \left\{ h^2 \omega^2 - \left[(n-1)\omega - iA \right]^2 (h^2 + C_p) \right\}}{2^{n-1} \left(\omega^2 - i^2 A^2 \right) \left[h^2 \omega^2 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right] \left\{ h^2 \omega^2 - \left[(n-1)\omega + iA \right]^2 (h^2 + C_p) \right\}};$$

$$y_{20} = \frac{\mathfrak{D}(\omega_1^2 - \omega_0^2) \cos \omega t + \frac{A^2 \Delta C_p}{\pi} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{B_i \cos iAt}{\left[h^2 \omega_1^2 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right]}}{\left[h^2 \omega_1^2 - \omega_0^2 (h^2 + C_p) \right]};$$

$$y_2' = \sum_{n=2}^{\infty} \sum_{i=2}^{\infty} q^{n-1} \left\{ E_n \cos n\omega t + E_{ni} \cos \left[(n-1)\omega + iA \right] t + E_{ni}' \cos \left[(n-1)\omega - iA \right] t \right\};$$

$$E_n = \mathfrak{D} \prod_{n=1}^n \frac{(\omega_1^2 - \omega_0^2)(\omega_1^2 - n^2 \omega_0^2)}{2^{n-1} \left[h^2 \omega_1^2 - \omega_0^2 (h^2 + C_p) \right] \left[h^2 \omega_1^2 - n^2 \omega_0^2 (h^2 + C_p) \right]};$$

$$E_{ni} = \frac{A^2 \Delta C_p}{\pi} \prod_{n=1}^n \frac{B_{ki} \left\{ \omega^2 - \left[(n-1)\omega + iA \right]^2 \right\}}{2^{n-1} \left[h^2 \omega_1^2 - i^2 A^2 (h^2 + C_p) \right] \left\{ h^2 \omega_1^2 - \left[(n-1)\omega + iA \right]^2 (h^2 + C_p) \right\}};$$

Решение (2.9) характеризует спектр вибрации ротора машины, обусловленный эксплуатационным зазором и нелинейной жесткостью подшип-

ников. Как видно, при определенных значениях указанных факторов существуют многочисленные резонансные частоты, при совпадении которых с какой-либо из гармоник возмущений возникает резкое возрастание амплитуды отдельных составляющих спектра вибраций. Зависимость амплитуды колебания ротора от величины эксплуатационного зазора с учетом податливости элементов подшипника при различных нагрузках и постоянстве всех остальных параметров показана на рис. 2.2.

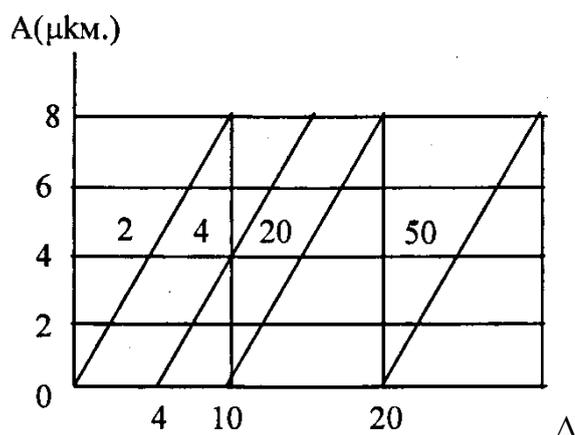


Рис. 2.2. Влияние величины зазора Δ и нелинейной жесткости подшипника на уровень вибрации ротора при различных статических нагрузках: $Q = 2, 4, 20, 50$ кг соответственно

Из графика видно, что существует оптимальное значение эксплуатационного зазора Δ_0 , при котором его значение не влияет на вибрацию ротора. При увеличении зазора выше оптимального значения происходит резкое возрастание амплитуды колебания. С увеличением нагрузки на подшипник значение оптимального зазора увеличивается. Это свидетельствует о том, что податливость колец и тел качения приводит к уменьшению колебания ротора.

Из полученных выражений (2.9) и графика рис. 2.2. видно, что снижение уровня вибрации ротора может быть достигнуто либо за счет уменьшения эксплуатационного зазора, либо за счет повышения податливости опор введением в систему упругих элементов.

При использовании в конструкции машин подшипников определенного класса точности регулирование зазора в системе может быть достигнуто за счет изменения посадки сопрягаемых поверхностей. При этом следует учесть, что для обеспечения нормальной работы подшипника эксплуатационный зазор

должен быть не менее толщины граничного слоя масляной пленки и не более оптимального значения Δ .

2.2 Устойчивость жесткого уравновешенного ротора в нелинейных опорах

Взяв жесткий идеально отбалансированный ротор асинхронного двигателя на шарикоподшипниках с нелинейной жесткостью.

Так как в данном конкретном случае мы имеем дело с асинхронным двигателем, ротор которого в большинстве случаев имеет симметричную конфигурацию со сосредоточенными в центре массами, можем принять, что ось ротора асинхронного двигателя, который вращается вертикально, и перемещается под воздействием силы возмущения параллельно.

В противном случае необходимо было бы учесть гироскопический эффект, который привел бы неоправданно большому математическому аппарату, который в данном случае не уместен, так как величина гироскопического эффекта на порядки меньше тех приближений, которые мы имеем при решении дифференциальных уравнений второго порядка.

Выше перечисленные условия применимы и к тщательно отбалансированному ротору асинхронного двигателя, ось которого вращается вертикально и опирается на жесткие опоры и не имеет четко выраженного гироскопического эффекта.

Так как в данном случае ротор асинхронного двигателя не имеет остаточного дисбаланса, то отсутствует центробежная сила и $\delta = 0$.

За счет деформации ось вращения ротора переместится на величину δ от которого зависит обобщенная сила F_0 .

Очевидно, что любая сила F_0 обнулится если обнулится δ , т.е. деформация отсутствует и в области допустимых деформаций возрастет с увеличением δ , т.е. для любой деформации $F_0(\delta)$ должно действовать следующее условие

$$F_0(0) = 0, \quad \frac{dF_0}{d\delta} > 0 \quad (\delta > 0) \quad (2.10)$$

Этим условиям удовлетворяют:

- при опорах с линейной жесткостью $F_0 = c \cdot \delta$

- при опорах с нелинейной жесткостью $F_0 = c \cdot \delta + b \cdot \delta^2 + a \cdot \delta^3,$

Потенциальная энергия будет - $\Pi(x, y) = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta,$ (2.11)

Кинетическая энергия будет - $T = \frac{1}{2} m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)$ (2.12)

Деформация опор будет - $\delta = \sqrt{x^2 + y^2}$

Из (2.11) видим, что когда $y = 0, x = 0,$ потенциальная энергия имеет изолированный минимум, то согласно Ляпуновской теоремы устойчивости можем предположить, [16,54,57,62], что ось ротора асинхронного двигателя устойчив по x, y и $\dot{x}, \dot{y},$

тогда ось устойчив и по

$$\delta = \sqrt{x^2 + y^2} \quad \text{и} \quad V = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}. \quad (2.,13)$$

2.3. Устойчивость неуровновешенного ротора

Мы показали, что ось вращения идеально отбалансированного ротора асинхронного двигателя устойчива независимо от положения ротора и нелинейной жесткости шарикоподшипников.

Однако на практике идеально отбалансированный ротор, у которого остаточный дисбаланс равен нулю – отсутствует ($e=0$).

Опять взят жесткий идеально отбалансированный ротор асинхронного двигателя на шарикоподшипниках с нелинейной жесткостью.

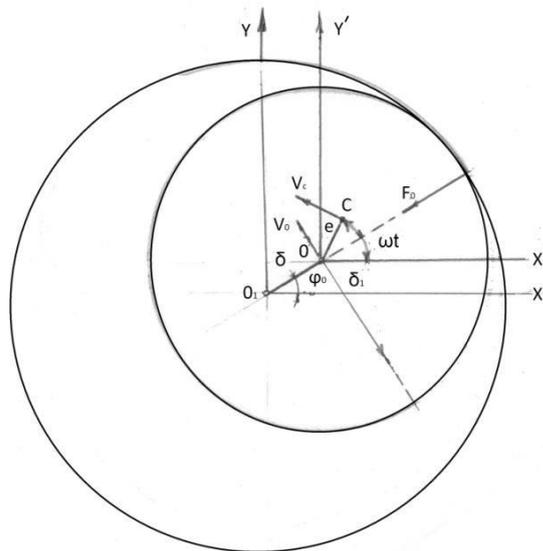


Рис .2.3 Ось ротора асинхронного двигателя во внутреннем кольце подшипника

Будем считать, как и прежде, что ось асинхронного двигателя вращается вертикально и перемещается под воздействием силы возмущения строго параллельно.

За счет деформации вращающаяся ось асинхронного двигателя перемещается на величину δ от которого зависит обобщенная сила F_0 .

Для любой деформации должно действовать условие (2.10),

Тут надо заметить, что как показывают результаты статистических данных, собранных в течении многих лет, в большинстве случаев отказы

подшипниковых узлов асинхронного двигателя происходят от неуравновешанности роторов на подшипниках с нелинейными жесткостными характеристиками.

Подшипники выходят из строя по причине тех больших давлений, которые оказывает на них ротора с большими остаточными дисбалансами,

По этой причине случай неуравновешанного ротора асинхронной машины на подшипниках с нелинейной жесткостью будет рассмотрен нами более подробно.

$$V_0 = \dot{\delta}, \quad V_\varphi = \dot{\delta\varphi}. \quad (2.14)$$

$$V'_{c\delta} = -\omega e \sin(\omega t - \varphi), \quad V'_{c\varphi} = \omega e \cos(\omega t - \varphi). \quad (2.15)$$

$$T = \frac{1}{2} m (V_0')^2 + m (V_0 \cdot V_\varphi' + V_\varphi' + V_0) + T^r. \quad (2.16)$$

$$V_0 \cdot V_\varphi' = \omega e \left[-\dot{\delta} \sin(\omega t - \varphi) + \delta \dot{\varphi} \cos(\omega t - \varphi) \right]. \quad (2.17)$$

$$T = \frac{1}{2} m \left[\dot{\delta}^2 + (\delta \dot{\varphi})^2 \right] + m \omega e \left[-\dot{\delta} \sin(\omega t - \varphi) + \delta \dot{\varphi} \cos(\omega t - \varphi) \right]. \quad (2.18)$$

$$\begin{cases} m\delta + m\delta\varphi^2 - \omega^2 m e \cos(\omega t - \varphi) = -m(F(\delta) - \mu\delta), \\ m\delta\ddot{\varphi} + 2m\dot{\delta}\dot{\varphi} - m\omega^2 e \sin(\omega t - \varphi) = -\mu m\delta\dot{\varphi}, \end{cases} \quad (2.19)$$

$$r\omega^2 + \omega^2 e \cos \gamma = F(r), \quad e\omega^2 \sin \gamma = \mu r \omega. \quad (2.20)$$

Тут надо заметить, что как показывают результаты статистических данных, собранных в течении многих лет, в большинстве случаев отказы подшипниковых узлов асинхронного двигателя происходят от

неуравновешанности роторов на подшипниках с нелинейными жесткостными характеристиками.

Подшипники выходят из строя по причине тех больших давлений, которые оказывает на них ротора с большими остаточными дисбалансами,

По этой причине случай неуравновешанного ротора асинхронной машины на подшипниках с нелинейной жесткостью будет рассмотрен нами более подробно.

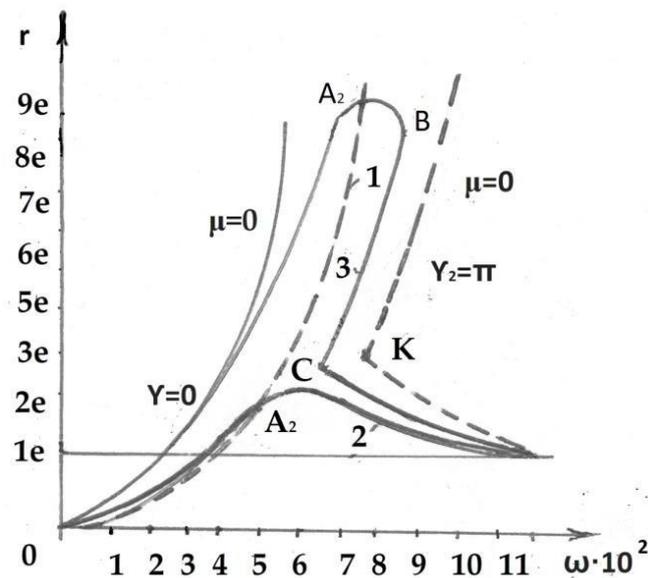


Рис. 2.4. АЧХ ротора асинхронного двигателя для реакции $F = a\delta^\alpha$ при $1 < \alpha < 2$; характеристика 2 отвечает случаю отсутствия вещественных корней α , а характеристика 3 – случаю $\alpha < 0$

$$\omega = \chi(r), \quad \chi^2 = F(r)/r \quad (2.21)$$

Место оси ротора асинхронного двигателя во внутреннем кольце подшипника с нелинейной жесткостью относительно координатной системы будем

фиксировать r и φ (рис.2.3).

Определяются равенствами

$$\mu r = e\chi(r), \quad \omega = \frac{\mu}{e}r, \quad \gamma = \frac{\pi}{2}. \quad (2.22)$$

Так, для реакции $F_0 = a \delta_0^\alpha$ будем иметь

$$r = \left(\frac{q}{m} \cdot \frac{e^2}{\mu^2} \right)^{1/(3-\alpha)}, \quad \omega = \frac{\mu \left(\frac{a}{m} \cdot \frac{e^2}{\mu^2} \right)^{1/(3-\alpha)}}{e \left(\frac{q}{m} \cdot \frac{e^2}{\mu^2} \right)}, \quad \gamma = \frac{\pi}{2}. \quad (2.23)$$

Дифференцируя равенства (2.23) по ω и исключая затем $dr/d\omega$, получим

$$\left\{ \left[\chi^2(r) - \omega^2 \right] \left[F'(r) - \omega^2 \right] + \mu^2 \omega^2 \right\} \frac{dr}{d\omega} = \frac{\omega}{r} \left(2F(r) e \cos \gamma + \mu^2 r^2 \right) \quad (2.24)$$

Если коэффициент при

$$\frac{dr}{d\omega} \left\{ \left[\chi^2(r) - \omega^2 \right] \left[F'(r) - \omega^2 \right] + \mu^2 \omega^2 \right\} = a$$

не имеет реальных решений $r = r(\omega_1)$, то АЧХ не будет иметь касательных, параллельных оси r , если нет то такие касательные будут иметь место.

Положив $\delta = r + z_1$ и $\varphi = \omega t - \gamma + z_k$ (z_k – вариации координат), из (2.24)

получим уравнения возмущенного движения:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu \dot{z}_1 - 2r\omega \dot{z}_2 + \left[F'(\dot{r}) - \omega^2 \right] z_1 - \mu r \omega z_2 &= z_1, \\ r \ddot{z}_2 + \mu r \dot{z}_1 + 2\omega \dot{z}_1 + \mu \omega z_1 + r \left[\chi^2(r) - \omega^2 \right] z_2 &= z_2. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Тут z_1 – члены, имеющие z_k и \dot{z}_k в степени больше первой.

уравнение системы (2.25) превращается в

$$\begin{aligned} \lambda^4 + 2\mu\lambda^3 + \left[\chi^2(r) + F'(r) + 2\omega^2 + \mu^2 \right] \lambda^2 + \left[\chi^2(r) + F'(r) + 2\omega^2 \right] \lambda + \\ + \left[\chi^2(r) - \omega^2 \right] \left[F'(r) - \omega^2 \right] + \mu^2 \omega^2 = 0. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Тут надо заметить, что как показывают результаты статистических данных, собранных в течении многих лет, в большинстве случаев отказы подшипниковых узлов асинхронного двигателя происходят от неуравновешанности роторов на подшипниках с нелинейными жесткостными характеристиками.

Подшипники выходят из строя по причине тех больших давлений, которые оказывает на них ротора с большими остаточными дисбалансами,

По этой причине случай неуравновешанного ротора асинхронной машины на подшипниках с нелинейной жесткостью будет рассмотрен нами более подробно,

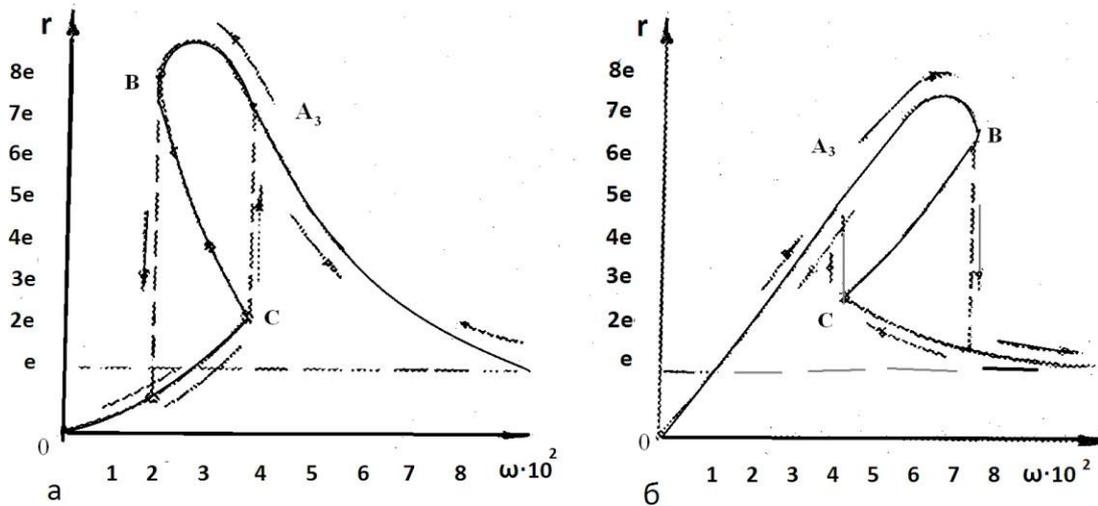


Рис. 2.5. Принцип превращений радиуса траектории движения в зависимости от собственного вращения для мягкой (а) и жесткой (б) податливостей опор.

В силу уравнения $F_0(0)=0$, $\frac{dF_0}{d\delta} > 0$ ($\delta > 0$) определитель Гурвица

$$\Delta_3 = \mu^2 [\chi^2(r) - F'(r)]^2 + 2[\chi^2(r) + F'(r)][4\omega^2 + \mu^2] \quad (2.27)$$

Для шарикоподшипников из закона Герца имеем $F_0 = a p_0^3$, тогда уравнение кривой 1 (рис. 2.3) будет

$$r = \omega^4 / a^2 = \frac{m^2 \omega^4}{a_0^2}. \text{ Так как на участке } OA_3 \text{ радиус орбиты}$$

$r(\omega, e) > r(\omega, 0) = m^2 \omega^4 / a_0^2$, то для каждого $e \neq 0$ общее давление $N = a_0 r^{3/2}$ на шарикоподшипники будет согласно неравенства

$$N > \frac{m^3}{a_0^2} \omega^6 \quad (2.28)$$

Из неравенства (2,28) видно, что сила действующая на подшипник пропорциональна шестой степени частоты вращения. Этим и становится очевидным причины тех больших давлений, которые приводят к отказу подшипника при больших остаточных дисбалансах ротора на нелинейных опорах. В этом случае можно устанавливать шарикоподшипник на упругие опоры с линейными жесткостными характеристиками. [52,53,60,61,69,109].

2.4 Поперечные колебания ротора в амортизированном корпусе

Основными источниками возмущений, вызывающих вибрацию электрической машины в основном являются вращающийся ротор и магнитное поле. Для снижения вибрации, в первую очередь, необходимо снизить амплитуду возмущающих сил. Эту задачу частично можно решить путем местной локализации источника вибрации, установив ротор на упругих опорах.

Выбор жесткостей упругих элементов для высокоскоростных машин обычно производится на основании расчета, включающего определение резонансных частот системы, при этом согласно классической теории, чем меньше жесткость упругих элементов, тем лучше выявляется эффект виброзащиты в широком диапазоне частот. В высокоскоростных синхронных электрических машинах наличие односторонних электромагнитных сил тяготения, проявляющихся как отрицательная жесткость, ограничивает уменьшение жесткости упругих опор. Начиная с некоторого значения жесткости упругих элементов, когда отрицательная жесткость электромагнитного поля по абсолютной величине становится больше жесткости упругих опор, ротор становится неустойчивым, происходит полная просадка упругих элементов, и под

действием вращающейся составляющей электромагнитной силы он начинает прецессировать вокруг оси вращения [92].

Это обстоятельство заставляет найти оптимальную жесткость упругих элементов, при которой эффект виброизоляции максимален.

Рассмотрим несимметричные колебания ротора на упругих опорах в амортизированном корпусе (рис.2.6). Если принять ротор как абсолютно жесткое тело и пренебречь демпфированием в материале ротора, корпуса и опор, а смещение считать достаточно малым, то дифференциальное уравнение движения системы можно описать уравнениями

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + (C_1 + C_2 - 0,5C_M)(z_1 - z_2) = m_1 \cdot e\omega^2 \sin \omega t; \\ J_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + (\varphi_1 - \varphi_2) \left[a^2(C_1 - C_M) + b^2(C_2 - C_M) \right] = \\ \left\{ J_{y_p} \ddot{\varphi}_1 + \varphi_1 \left[C_1(a_1^2 + b_1^2) - (\varphi_1 - \varphi_2) \left[a^2(C_1 - C_M) + b^2(C_2 - C_M) \right] \right] = 0, \right. \end{cases} \quad (2.29)$$

где z_1, z_2 – комплексные перемещения ротора и статора; C_1, C_2, C_3 – жесткости опор и амортизаторов; C_M – отрицательная жесткость магнитного поля; m_1, m_2 – масса ротора и статора; e – эксцентриситет ротора; φ_1, φ_2 – комплексные углы поворота ротора и статора вокруг оси y соответственно; J_{y_p}, J_{y_c} – моменты инерции ротора и статора; a_1, b_1 – расстояния центра тяжести ротора до опор; a_2, b_2 – расстояния центра тяжести статора от амортизаторов.

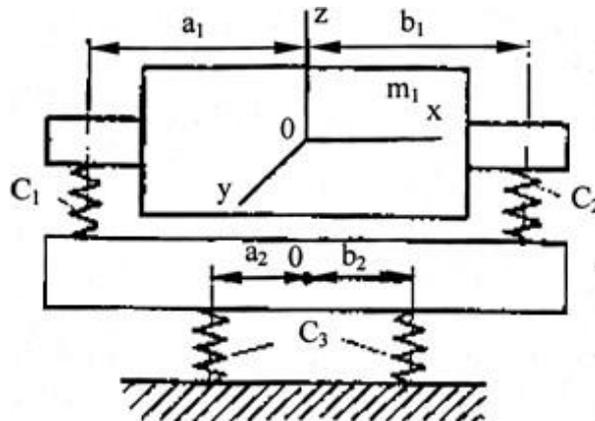


Рис. 2.6. Колебание жесткого ротора на упругих опорах в амортизированном корпусе.

Первые два уравнения системы (2.29) независимы от остальных, поэтому частные решения последних представим в виде

$$\bar{z}_1 = A_1 e^{i\omega t}; \quad \bar{z}_2 = A_2 e^{i\omega t}. \quad (2.30)$$

После подстановки (2.30) в (2.29) получим амплитуды колебаний массы m_1

$$A_1 = \frac{m_1 e \omega^2 \left[\frac{1}{C_2} + \frac{1}{(C_1 + C_2 - 0,5C_M)} - \frac{\gamma_2^2}{(C_1 + C_2 - 0,5C_M)} \right]}{(\gamma_1^2 - 1)(\gamma_2^2 - 1) - \gamma_0^2}; \quad (2.31)$$

$$A_2 = \frac{m e \omega^2}{C_3 \left[(\gamma_1^2 - 1)(\gamma_2^2 - 1) - \gamma_0^2 \right]}, \quad (2.32)$$

а собственные частоты ротора и статора будут

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\left(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2 \right) - \sqrt{\left(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2 \right) - 4 n_0^4 n_1^2 n_2^2}}{2 n_0^2}}, \quad (2.33)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{\left(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2 \right) + \sqrt{\left(n_0^2 n_1^2 + n_0^2 n_2^2 + n_1^2 n_2^2 \right) - 4 n_0^4 n_1^2 n_2^2}}{2 n_0^2}}, \quad (2.34)$$

где $n_1^2 = \frac{C_1 + C_2 - 0,5C_M}{m_1}; \quad n_2^2 = \frac{C_3}{m_2}; \quad n_0^2 = \frac{C_3}{m_1};$

$$\gamma_0 = \frac{\omega}{n_0}; \quad \gamma_1 = \frac{\omega}{n_1}; \quad \gamma_2 = \frac{\omega}{n_2}.$$

Частные решения двух остальных уравнений системы (2.29) ищем в виде

$$\bar{\varphi}_1 = \Theta_1 e^{i\omega t}; \quad \bar{\varphi}_2 = \Theta_2 e^{i\omega t}. \quad (2.35)$$

Подставив (2.35) в (2.29) и решив ее, получим амплитуды угловых колебаний масс m_1, m_2 вокруг оси y :

$$\Theta_1 = \frac{A}{B}, \quad \Theta_2 = \frac{m_1 e l \omega^2}{C_3 \left(\frac{a^2}{2} + \frac{b^2}{2} \right) \left[(\lambda_1^2 - 1)(\lambda_2^2 - 1) - \lambda_0^2 \right]} \quad (2.36)$$

где

$$A = m_1 e l \omega^2 \left[\frac{1}{C_3} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{a^2 (C_1 - C_M)} + \frac{1}{b^2 (C_1 - C_M)} \right]$$

$$B = \left[\frac{a^2(C_1 - C_M) + b^2(C_2 - C_M)}{\lambda_1^2} \right] \lambda_1^2$$

$$B = (\lambda_1^2 - 1)(\lambda_2^2 - 1) - \lambda_0^2 \quad (2.37)$$

Собственные частоты колебания ротора и статора вокруг оси у будут:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_0^2 K_1^2 + K_0^2 K_2^2 + K_1^2 K_2^2 - \sqrt{K_0^2 K_1^2 + K_0^2 K_2^2 + K_1^2 K_2^2 - 4K_0^4 K_1^2 K_2^2}}{2K_0^2}}, \quad (2.38)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_0^2 K_1^2 + K_0^2 K_2^2 + K_1^2 K_2^2 + \sqrt{K_0^2 K_1^2 + K_0^2 K_2^2 + K_1^2 K_2^2 - 4K_0^4 K_1^2 K_2^2}}{2K_0^2}}, \quad (2.39)$$

где

$$K_1^2 = \frac{a^2(C_1 - C_M) + b^2(C_2 - C_M)}{J_{уп}}; \quad K_2^2 = \frac{C(a^2 + b^2)}{J_{ус}};$$

$$K_0^2 = \frac{C(a^2 + b^2)}{J_{yp}}; \quad \lambda_0 = \frac{\omega}{K_0}; \quad \lambda_1 = \frac{\omega}{K_1}; \quad \lambda_2 = \frac{\omega}{K_2}.$$

Граничная частота, выше которой начинается зона эффективной виброизоляции ротора от корпуса [40,102], определяется из выражения

$$\omega_r \leq \sqrt{K_1^2 + K_2^2 + \frac{K_1^2 \cdot K_2^2}{K_0^2}}. \quad (2.40)$$

Для высокоскоростных синхронных машин мощностью до 100 кВт и частотой вращения до 8000 об/мин обеспечение условия (2.40) невозможно, особенно для машин с длинными роторами, где критические скорости ω_2 и ω_4 очень далеки друг от друга ($\omega_4 > 1,3\omega_2$). В этом случае уменьшением суммарной жесткости упругих элементов опоры можно добиться обеспечения условия (2.40), однако если она становится меньше, чем абсолютное значение отрицательной жесткости магнитного поля, ротор становится неустойчивым.

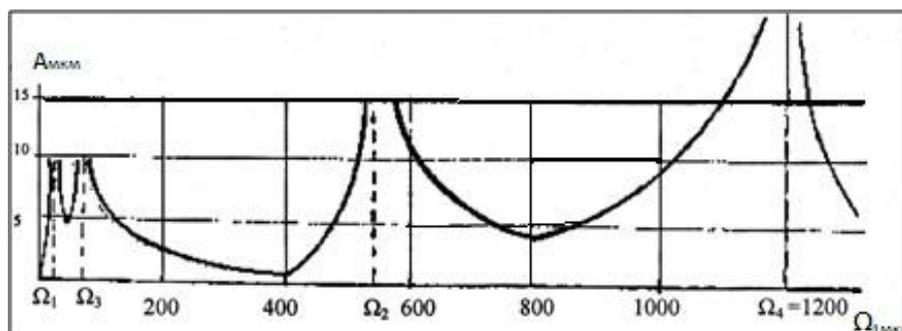


Рис. 2.7. Амплитудно–частотные характеристики машины С–75М2 (ротор на упругих опорах)

На самом деле, при наличии магнитных сил, если $|C_M| \gg C_1 + C_2$, то граничной частоты, выше которой происходит эффективная виброизоляция ротора от корпуса, не существует. Это очевидно, если исключить амортизаторы ($C_3 = 0$) и жестко закрепить машину на основании. Тогда граничная частота будет

$$\omega_r \leq 1,41 \sqrt{\frac{a_1^2 (C_1 - C_M) + b_1^2 (C_2 - C_M)}{J_{yp}}}. \quad (2.41)$$

Из выражения (2.41) видно, что при $|C_M| \gg C_1 + C_2$, ω_r получится мнимой, т.е. не существующей. Если же ротор машины достаточно короткий и частоты ω_2 , ω_4 близки ($\omega_4 < 1,3\omega_2$), то можно удовлетворить условие (2.40), уменьшив суммарную жесткость упругих элементов опор, но не меньше, чем C_M .

Амплитудно–частотные характеристики корпуса машины, построенные по формулам (2.32), (2.36) для синхронного генератора С-75М2 (рис.2.7), показывают, что при невозможности расположения собственных частот ω_1 , ω_2 , ω_3 и ω_4 ниже рабочей скорости вращения жесткости упругих опор должны быть подобраны так, чтобы рабочая скорость располагалась между критическими скоростями ω_2 и ω_4 , поскольку снижение и обеспечение условия (2.35) приведут к тому, что $C_1 + C_2$ станет меньше, чем C_M . Следовательно, необходимо найти такие значения жесткостей упругих элементов опоры, при которых в диапазоне частот $\omega_2 \div \omega_4$ суммарная амплитуда колебания была бы

минимальной, т.е. $A_2 + a \cdot \theta_2 = \min$, где $a \cdot \theta_2$ – перемещение одного из подшипниковых щитов вдоль оси z от угловых колебаний.

На основании полученных результатов были проведены экспериментальные исследования динамики синхронных генераторов С-75М2, С-75, С-130 и двигателя МС-20 с роторами на упругих опорах различной жесткости. В табл. 2.1 приведены исходные данные указанных машин и упругих опор. Результаты расчетов и измерений критических скоростей и амплитуд вибрации на подшипниковых щитах испытываемых машин приведены в табл. 2.2. Как видно из этой таблицы, для генератора С-75 оптимальной жесткостью упругих элементов является $0,9 \cdot 10^7$ Н/м, для С-75М2 – 10^7 Н/м, для С-130 – $1,3 \cdot 10^7$ Н/м, а для МС-20 жесткость опор можно снизить до значения 1,2...1,3 жесткости магнитного поля. При этих значениях жесткостей упругих элементов опор были зафиксированы лучшие результаты.

Исходя из приведенных данных можно сделать следующие выводы.

1. При установке роторов высокоскоростных электрических машин на упругих опорах их суммарная жесткость должна быть в 1,2...1,3 раза больше, чем условная отрицательная жесткость магнитного поля.

Таблица 2.1

Исходные параметры испытанных машин

Параметр	Тип машины			
	С-75	С-75М2	С-130	МС-20
Частота вращения ротора, об/мин	8000	8000	8000	8000
Расстояние между опорами, м	0,566	0,45	0,48	0,42
Расстояние от центра тяжести ротора, м, левой опоры	0,244	0,24	0,247	0,244
Расстояние от центра тяжести ротора, м, правой опоры	0,322	0,21	0,233	0,176
Расстояние между амортизаторами в осевом направлении, м	0,12	0,12	0,12	0,12
Расстояние левого и правого амортизаторов от центра тяжести машины, м	0,06	0,06	0,06	0,06
Условная жесткость магнитного поля, Н/м $1,38 \cdot 10^4$				

Таблица 2.2

Результаты расчетов и измерений

Тип машины	Жесткость опоры, $10^7 \cdot \text{Н/м}$		Критические скорости, рад/с								Амплитуда вибрации щита, мкм			
			ω_1		ω_2		ω_3		ω_4					
	левой	правой	расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.
С-75	0,92	0,8	66	68	425	426	20	19	1400	1430	1,4	1,5	1,45	1,6
	0,78	0,56	65	60	410	420	19	19	1200	1360	8,0	8,2	9,3	10
	0,52	0,46	64	65	300	350	18	19	1000	920	14,7	15,1	15,8	17
С-75М2	1,1	0,9	60	61	570	560	19	20	1300	1310	1,22	1,3	1,31	1,5
	0,88	0,96	60	62	550	520	18	20	1210	1190	2,65	2,8	2,78	3,1
	0,82	1,1	60	62	405	410	19	20	908	930	3,3	3,5	3,41	3,6
С-130	1,2	1,25	45	51	570	580	25	23	1300	1260	1,65	1,8	1,78	2
	1,1	1,07	44	51	560	550	22	19	1220	1230	1,95	2,1	2,69	3
	0,5	0,8	44	50	406	430	20	19	900	870	41	40	49,9	51
МС-20	0,8	0,7	66	60	380	350	20	20	600	580	7,3	7,6	6,79	7
	0,6	0,45	65	60	340	320	19	20	540	520	3,4	3,5	3,81	4
	0,5	0,26	65	60	270	250	19	20	425	470	1,05	1,2	0,98	1,2

2. Для машин с частотой вращения 8000 об/мин при отношениях $\omega_4/\omega_2 \geq 2,1$ эффективная виброзащита наступает при распределении рабочей скорости между второй и четвертой критическими скоростями.

3. Оптимальная жесткость упругих элементов опоры должна быть выбрана из условия минимизации суммарной амплитуды колебания корпуса машины в каждом конкретном случае, исходя из частоты вращения, базового расстояния между подшипниками и условной отрицательной жесткости магнитного поля.

Собственные частоты аксиальных колебаний

Для изучения аксиальных колебаний роторная машина аппроксимируется как пластинчатая система с присоединенными массами.

В технической литературе довольно большое внимание уделено вопросам колебания пластин с различными краевыми условиями. Однако почти отсутствуют какие-либо серьезные работы, касающиеся области исследований пластинчатых систем с присоединенными массами, где взаимосвязанность осуществляется линейными или нелинейными переключающимися, в зависимости от амплитуды, элементами.

Рассмотрим пластинчатую механическую систему (рис.2.8) состоящую из двух параллельных кольцевых пластин 1,2 и двух присоединенных масс 3 и 4. Пусть система нижней пластиной на радиусе R_w опирается на основании 5.

Обе кольцевые пластины по наружному и внутреннему контурам жестко защемлены в радиальном направлении и с помощью упругих элементов $C_{1V}, C_{2V}, C_{1W}, C_{2W}$ упруго защемлены в осевом направлении к массам 3 и 4.

Упругие элементы, расположенные по внутренним контурам верхней и нижней пластин соответственно могут переключаться с линейной жесткости C_{1V}, C_{1W} на нелинейные C_{1V}^n, C_{1W}^n , если перемещение массы M_1 относительно внутреннего контура одной из пластин превысит заранее заданную величину δ . При этом упруговосстанавливающие силы нелинейных элементов выражаются зависимостями

$$\begin{aligned} F_{1W} &= aC_{1W}^n \left[W(a, t) - X(t) \right] \left| W(a, t) - X(t) \right|^{1/2}, \\ F_{1V} &= aC_{1V}^n \left[V(a, t) - X(t) \right] \left| W(a, t) - X(t) \right|^{1/2}. \end{aligned} \quad (2.42)$$

Свободные аксиальные колебания реальной роторной машины смоделированного по схеме рис. 2.8, можно описать системой дифференциальных уравнений вида.

$$\begin{cases} \Delta V + \frac{q_v}{D_v} \frac{\partial^2}{\partial t^2} V = 0, \\ \Delta W + \frac{q_v}{D_v} \frac{\partial^2}{\partial t^2} V = 0, \\ m_1 \ddot{X}_1 + F_v(t) + F_w(t) = 0, \\ m_2 \ddot{X}_2 + F_v(t) + F_w(t) = 0, \end{cases} \quad (2.43)$$

где

$$\begin{aligned}
 F_v &= -2\pi a Q_v(a, t), \\
 F_w &= -2\pi a_w Q_w(a_w, t), \\
 F'_v &= -2\pi b Q_v(b, t), \\
 F'_w &= -2\pi b_w Q_w(b_w, t), \\
 Q_v &= D_v \partial,
 \end{aligned}
 \tag{2.44}$$

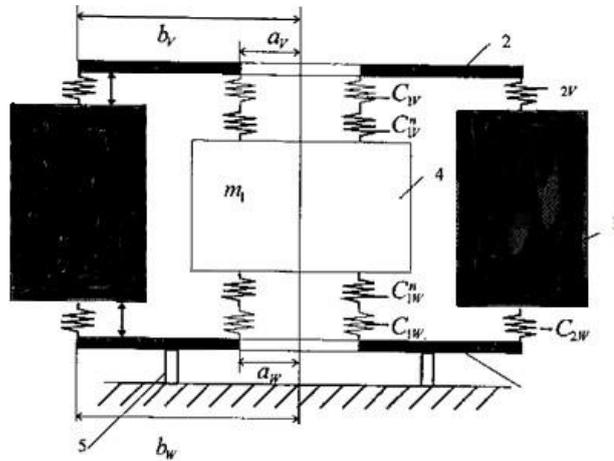


Рис.2.8 Пластинчатая система с присоединенными массами. 1,2—кольцевые пластины, 3,4— присоединенные массы, 5—опора, $C_{1v}, C_{2v}, C_{1w}, C_{2w}, C'_{1v}, C'_{1w}$ —

упругие связи.

$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$ — дифференциальный оператор Лапласа в полярных координатах; $W, q_w, D_w, Q_w, a_w, b_w, V, q_v, D_v, Q_v, a_v, b_v$ — прогиб, удельный вес, цилиндрическая жесткость, интенсивность перерезывающей силы, внешние и внутренние радиусы верхней и нижней пласти соответственно; X_1, X_2 — перемещения масс 4 и 3 соответственно; r, θ — полярные координаты, t — время.

Соответствующие граничные условия будут:

1. Для верхней пластины:

по наружному контуру

$$-2\pi b \left. Q_v \right|_{r=b_v} = C_2 \left[V(b, t) - X_2 \right] \quad (2.45)$$

$$-2\pi b \left. M_v \right|_{r=b_v} = 0 \quad (2.46)$$

по внутреннему контуру:

$$-2\pi a \left. Q_v \right|_{r=a_v} = C_1 \left[V(a, t) - X_1 \right], \quad (2.47)$$

$$2. -2\pi a \left. M_v \right|_{r=a_v} = 0. \quad (2.48)$$

3. Для нижней пластины:

по контуру радиуса R_w :

$$W(R_w, t) = 0, \quad (2.49)$$

$$\left. \frac{\partial W}{\partial r} \right|_{r=R_w} = 0; \quad (2.50)$$

по наружному контуру:

$$-2\pi b_w \left. Q_w \right|_{r=b_w} = C_{2w} \left[W(b_w, t) - X_2 \right], \quad (2.51)$$

$$2\pi b_w \left. M_w \right|_{r=b_w} = 0; \quad (2.52)$$

по внутреннему контуру

$$-2\pi a_w \left. Q_w \right|_{r=a_w} = C_{1w} \left[W(a_w, t) - X_1 \right], \quad (2.53)$$

$$2\pi a_w \left. M_w \right|_{r=a_w} = 0. \quad (2.54)$$

где $M_v = D_v \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right)$, $M_w = D_w \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial W}{\partial r} \right)$ μ – коэффициент Пуассона.

сона.

Как только относительное перемещение $V(a, t) - X_1(t)$ или $W(a_w, t) - X_1(t)$ превышает некоторое значение δ (при начальном возмущении), то система становится нелинейной, и, естественно, изменяются граничные условия (2.47) и (2.53) отнесенные к внутренним контурам пластин в осевом направлении.

Для этого случая они будут иметь вид

$$\begin{aligned}
-2\pi a \left. \frac{Q}{v} \right|_{r=a_v} &= a C^n \left[V(a, t) - X(t) \right] \max \left[V(a, t) - X(t) \right]^{1/2}, \\
-2\pi a \left. \frac{Q}{w} \right|_{r=a_w} &= a C^n \left[W(a, t) - X(t) \right] \max \left[X(a, t) - X(t) \right]^{1/2}.
\end{aligned}$$

Введение нелинейных членов в граничные условия намного усложняет решение поставленных задач, но дает возможность точно оценить положение резонансных зон в общем диапазоне частот.

Из граничных условий следует, что колебания системы при малых возмущениях будут происходить с нулевыми узловыми линиями. Поэтому решение системы дифференциальных уравнений можно представить через функцию Бесселя нулевого порядка;

$$V(r, t) = [A_1 J_0(\chi_1 r) + B_1 N_0(\chi_1 r) + C_1 I_0(\chi_1 r) + D_1 K_0(\chi_1 r)] \cos \omega t, \quad (2.55)$$

$$W(r, t) = [A_2 J_0(\chi_2 r) + B_2 N_0(\chi_2 r) + C_2 I_0(\chi_2 r) + D_2 K_0(\chi_2 r)] \cos \omega t,$$

где $\chi_1^4 = q \frac{\omega^2 D}{v}$, $\chi_2^4 = q \frac{\omega^2 D}{w}$.

Тогда массы m_1 и m_2 будут двигаться по закону

$$X_1 = X_{10} \cos \omega t, \quad (2.56)$$

$$X_2 = X_{20} \cos \omega t, \quad (2.57)$$

Подставляя (2.56) и (2.57) в (2.55), с учетом граничных условий получим частотные уравнения, представленные в матричной форме:

$$|a_{ij}| = 0, \quad (2.58)$$

где

$$a_{11} = \chi^2 J_0^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_2}{b_w} J_0^{(1)}(\chi b), \quad a_{12} = \chi^2 N_0^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_2}{b_w} N_0^{(1)}(\chi b),$$

$$a_{13} = \chi^2 I_0^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_2}{b_w} I_0^{(1)}(\chi b), \quad a_{14} = \chi^2 K_0^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_2}{b_w} K_0^{(1)}(\chi b),$$

$$a_{21} = J_0(\chi_2 b_w), \quad a_{22} = N_0(\chi_2 b_w), \quad a_{23} = I_0(\chi_2 b_w), \quad a_{24} = K_0(\chi_2 b_w),$$

$$a_{35} = \chi^2 J_0^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_2}{b_v} J_0^{(1)}(\chi b), \quad a_{36} = \chi^2 N_0^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_1}{b_v} N_0^{(1)}(\chi b),$$

$$\begin{aligned}
a_{37} &= \chi^2 I_{1 \ 1 \ V}^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_1}{b_V} I_{0 \ 1 \ V}^{(1)}(\chi b), & a_{38} &= \chi^2 K_{1 \ 0 \ 1 \ V}^{(2)}(\chi b) + \frac{\mu \chi_1}{b_V} K_{0 \ 1 \ V}^{(1)}(\chi b), \\
a_{41} &= J_0(\chi_1 b_V), & a_{42} &= N_0(\chi_1 b_V), & a_{43} &= I_0(\chi_1 b_V), & a_{44} &= K_0(\chi_1 b_V), \\
a_{51} &= \chi^2 J_{2 \ 0 \ 2 \ W}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_2}{a_W} J_{0 \ 2 \ W}^{(1)}(\chi a), & a_{52} &= \chi^2 N_{2 \ 0 \ 2 \ W}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_2}{a_W} N_{0 \ 2 \ W}^{(1)}(\chi a), \\
a_{53} &= \chi^2 I_{2 \ 0 \ 2 \ W}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_2}{a_W} I_{0 \ 2 \ W}^{(1)}(\chi a), & a_{54} &= \chi^2 K_{2 \ 0 \ 2 \ W}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_2}{a_W} K_{0 \ 2 \ W}^{(1)}(\chi a), \\
a_{65} &= \chi^2 J_{1 \ 1 \ V}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_1}{a_V} J_{0 \ 2 \ V}^{(1)}(\chi a), & a_{66} &= \chi^2 N_{1 \ 0 \ 1 \ V}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_1}{a_V} N_{0 \ 1 \ V}^{(1)}(\chi a), \\
a_{67} &= \chi^2 I_{1 \ 1 \ V}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_1}{a_V} I_{0 \ 1 \ V}^{(1)}(\chi a), & a_{68} &= \chi^2 K_{1 \ 0 \ 1 \ V}^{(2)}(\chi a) + \frac{\mu \chi_1}{a_V} K_{0 \ 1 \ V}^{(1)}(\chi a).
\end{aligned}$$

Остальные коэффициенты равны нулю.

В табл.2.3 приведены теоретически и экспериментально полученные результаты для двигателей габаритов 50-63 с большим фланцем. Как видно из таблицы, приведенная методика дает достаточно близкие к экспериментальным результаты. Первая резонансная частота обусловлена относительно малой жесткостью пружинных колец. Она является наиболее опасной, так как в технических условиях на двигатели в основном налагаются определенные требования по внешним нагрузкам в диапазоне, включающем в себе эту частоту. Более того, на первой резонансной частоте, когда амплитуда внешней нагрузки достаточно большая, элемент 1 теряет синусоидальный характер колебания, и подшипник претерпевает значительные аксиальные нагрузки. Поэтому возникает проблема употребления таких пружинных колец, которые либо сдвинули бы первую резонансную частоту за указанный диапазон, либо имели бы определенные демпфирующие или нелинейные характеристики. Первый вариант, который предполагает применение пружинных колец с большим коэффициентом жесткости, нерационален, так как может привести к большим статическим нагрузкам на подшипник. Более целесообразным является употребление пружинных колец с нелинейными упругими характеристиками (рис. 2.9). С точки зрения надежности, стабильности параметров и

долговечности, в отличие от резиновых колец осевого поджатия предлагаемые нелинейные металлические пружинные кольца представляют огромный интерес. На рис. 2.10 приведена его упругая характеристика. При малых нагрузках (до 300 Н) экспериментально полученная характеристика похожа на упругие характеристики резиновых колец. При нагрузках 480...500 Н эти кольца почти выпрямляются, а при малых нагрузках она имеет четко выраженную нелинейную характеристику. Учитывая, что внешние нагрузки по техническим условиям на исследуемые машины не превышают 500 Н, можно рекомендовать их широкое применение. Следует отметить как положительное свойство то, что нелинейные пружинные кольца сглаживают резонансные пики в широком диапазоне частот.

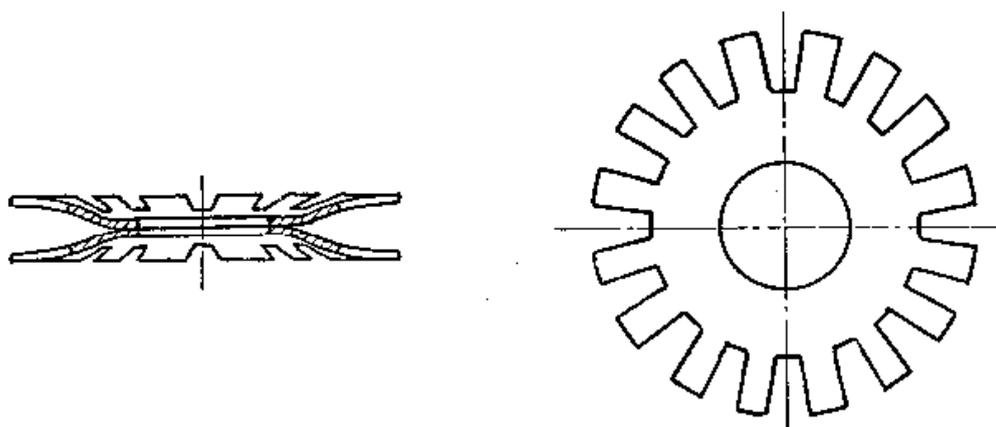


Рис. 2.9. Предлагаемое пружинное кольцо.

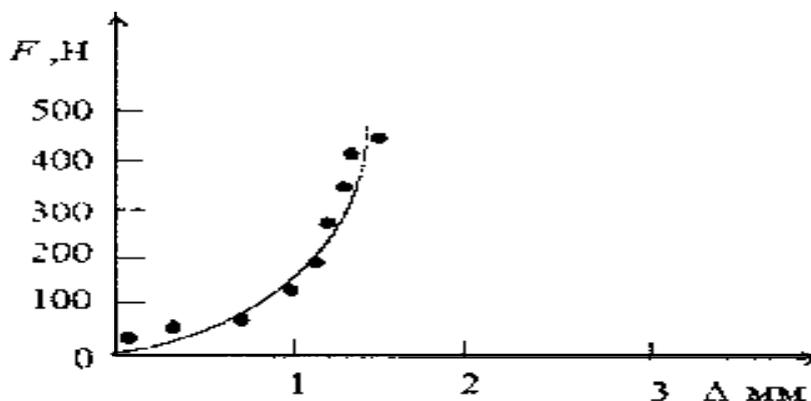


Рис.2.10 Зависимость упругой силы F от абсолютной деформации Δ предлагаемого пружинного кольца осевого поджатия.

Экспериментальные исследования показывают также, что наблюдается заметное уменьшение коэффициента передачи при прохождении резонансных пиков второго и более высокого порядков.

Таблица 2.3

Теоретические и экспериментальные значения резонансных частот двигателей с большим фланцем

Габарит двигателя	Значение первой резонансной частоты, Гц		Значение второй резонансной частоты, Гц	
	теоретически	экспериментально	теоретически	экспериментально
50	83	80...90	426	440...465
60	78	75...85	397	410...430
63	70	64...73	348	360...370
Габарит двигателя	Значение третьей резонансной частоты, Гц		Значение четвертой резонансной частоты, Гц	
	теоретически	экспериментально	теоретически	экспериментально
50	492	510...530	813	820...845
60	463	480...500	785	800...825
63	436	455...470	727	750...775

Таблица 2.4

Теоретические и экспериментальные значения резонансных частот двигателей с малым фланцем

Габарит двигателя	Значение первой резонансной частоты, Гц		Значение второй резонансной частоты, Гц	
	теоретически	экспериментально	теоретически	экспериментально
50	91	85...95	308	310...325
60	83	75...85	284	295...310
63	76	70...80	267	275...290
Габарит двигателя	Значение третьей резонансной частоты, Гц		Значение четвертой резонансной частоты, Гц	
	теоретически	экспериментально	теоретически	экспериментально
50	373	375...390	731	740...780
60	349	355...370	702	710...760
63	328	335...350	672	680...720

В таблице 2.3 приведены результаты измерения резонансных частот, обусловленные соответственно первой резонансной частотой заднего щита, первой резонансной частотой переднего щита, второй резонансной частотой заднего щита. Наблюдать более высокие формы колебаний не удалось.

В таблице 2.4 приведены аналогичные результаты, когда фланцевое крепление машины осуществляется по диаметру, близкому к диаметру подшипникового гнезда.

Нелинейная инерционность вращающегося гибкого ротора

Для того чтобы перейти к понятию нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора, рассмотрим следующую простую задачу [42,47].

Пусть на свободном конце гибкого ротора, вращающегося со скоростью " ω ", имеется сосредоточенная масса m_1 (на практике это могут быть полу-муфта, шкив, диск и пр. (рис. 2.11))

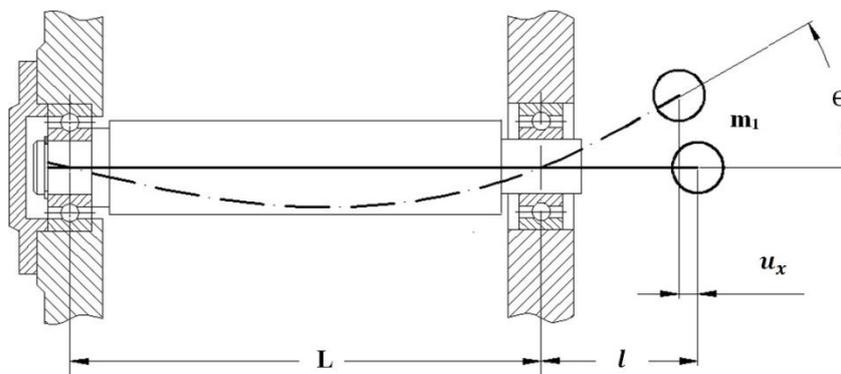


Рис. 2.11. Закрепленный одним концом гибкий ротор с распределенной массой и сосредоточенной массой m_1 на свободном конце

В этом случае при вращении ротора возникает дополнительная продольная сила $\Delta N_x = m_1 \cdot u_x''$, где u_x – продольное перемещение массы m_1 , связанное с поперечным изгибным колебанием ротора. Продольное перемещение массы m_1 будет

$$u_x = l - \int \cos \theta \cdot du_x = l \cdot \int_0^l \sqrt{1 - \left(\frac{dv}{du_x} \right)^2} du_x. \quad (2.59)$$

Разлагая радикал $\sqrt{1 - \left(\frac{dv}{du_x}\right)^2}$ в ряд

$$\sqrt{1 - \left(\frac{dv}{du_x}\right)^2} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{du_x}\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{dv}{du_x}\right)^4 - \dots$$

и интегрируя его, получим

$$u_x = \int_0^t \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{du_x}\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{dv}{du_x}\right)^4 - \dots \right] du_x + \dots \quad (2.60)$$

Здесь v – фундаментальная функция:

$$v = v(u_x, t) = y \sin \frac{\pi u_x}{l}, \quad (2.61)$$

где y – поперечный прогиб (амплитуда изгибных колебаний рассматриваемого сечения ротора). Подстановка (2.61) в (2.60) дает

$$u_x = \frac{\pi^2}{4l^2} y^2 + \frac{3\pi^4}{64l^3} y^4 + \dots \quad (2.62)$$

Тогда будем иметь

$$u_x' = \frac{\pi^2}{2l} \left[y \cdot y' + (y')^2 \right] + \frac{3\pi^4}{16l^3} y^2 \left[y \cdot y' + 3(y')^2 \right] + \dots$$

С учетом (2.62) уравнение колебания вращающегося ротора с сосредоточенной в середине пролета массой m будет иметь вид

$$y'' + 2ky' + \omega_0^2 \left[1 - \frac{mgl^2}{\pi^2 EJ} \right] y + \frac{m\pi^4}{2l^3 \cdot m} y^2 \left[y \cdot y' + 3(y')^2 \right] = \omega^2 \cdot \omega e \sin t, \quad (2.63)$$

где e – эксцентриситет массы m ; $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$; c – жесткость ротора.

Обозначим

$$\omega_0^2 \left(1 - \frac{mgl^2}{\pi^2 EJ} \right) = \Omega^2; \quad \frac{m\pi^4}{4l^3 \cdot m} = \chi. \quad (2.64)$$

С учетом этих обозначений (2.63) примет вид

$$y'' + 2ky' + \Omega^2 y + 2\chi \cdot y^2 \left[y \cdot y' + 3(y')^2 \right] = \omega^2 e \cdot \sin \omega t. \quad (2.65)$$

Здесь функция $2\chi \cdot y^2 [y \cdot y' + (y')^2]$ учитывает влияние нелинейных сил инерции на поперечное колебание ротора. В этой функции не учтены члены выше первого порядка малости. Нелинейные силы инерции указанного типа возникают не только при наличии на свободном подвижном конце ротора сосредоточенной массы. При вращении с закрепленным одним концом ротора каждое сечение получает некоторое продольное перемещение из-за прогиба вала при поперечных колебаниях. Согласно (2.60), u_x будет иметь вид

$$u_x = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial v}{\partial u_x} \right)^2 du_x + \dots$$

Тогда на ротор в продольном направлении будет действовать распределенная нагрузка от сил инерции

$$P(u_x, t) = -m \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2},$$

где m – масса единицы длины ротора.

Полагая, что продольная сила мало влияет на форму колебания, и принимая фундаментальную функцию равной

$$V(u_x, t) = y(t) \sin \frac{\pi u_x}{l}, \quad (2.66)$$

получим

$$P(u_x, t) = -\frac{\pi^2 m}{2l^2} \left(u_x + \frac{2\pi u_x}{\pi} \right) \left[y \cdot y' + (y')^2 \right].$$

Дополнительная продольная сила будет
$$\Delta N(u_x, t) = \int_l^{l-u_x} P(u_x, t) du_x,$$

или

$$\Delta N(u_x, t) = -\frac{\pi m}{4} \left(1 - \frac{x}{l} - \frac{2\pi u_x}{\pi^2 l} \right) \left[y \cdot y' + (y')^2 \right].$$

Тогда без учета затуханий дифференциальное уравнение колебания ротора с распределенной массой с учетом нелинейной инерционности будет иметь вид

$$EJ \frac{\partial^4 v}{\partial u^4} + \frac{\partial}{\partial u} \left(\frac{\Delta N}{x} \frac{\partial v}{\partial u} \right) + m' \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \omega^2 e \sin \omega t. \quad (2.67)$$

С помощью вариационного метода Галеркина [18,54,55] уравнение (2.67) может быть приведено к обыкновенному дифференциальному уравнению. Действительно, подстановка (2.66) в (2.67) дает

$$y' + \omega^2 y + 2\chi y \left[y y' + (y')^2 \right] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (2.68)$$

где

$$\chi_1 = \frac{4l^3}{\pi^3} \int_0^{\pi} \sin t dx \left[\left(1 - \frac{x^2}{l^2} - \frac{1}{\pi^2} \sin^2 t \right) \cos t \right] dx.$$

$$\chi = \frac{\pi^4}{4l^2} \left(\frac{1}{3} - \frac{5}{8\pi^2} \right).$$

Вычисление дает (2.69)

Сопоставляя выражения (2.64) и (2.69) видим, что влияние силы инерции ротора с распределенной массой можно заменить эквивалентной массой, сосредоточенной на свободном конце на расстоянии l от опоры:

$$M = \left(\frac{1}{3} - \frac{5}{8\pi^2} \right) m \cdot l.$$

Для закрепленного одним концом вращающегося гибкого ротора с сосредоточенной в середине пролета массой m уравнение поперечных колебаний с учетом инерционной нелинейности будет иметь вид

$$y' + \Omega^2 y + 2\chi y \left[y \cdot y' + (y')^2 \right] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (2.70)$$

где $\chi = \frac{\pi^2}{4l^2}$; $\omega^2 = \frac{c}{m}$, $\Omega^2 = \omega^2 \left(1 - \frac{2mg}{c} \right)$; C – жесткость ротора.

С учетом сил сопротивления уравнение (2.70) будет иметь вид

$$\Omega^2 y + y' + 2ky' + 2\chi y \left[y \cdot y' + (y')^2 \right] = \omega^2 e \sin \omega t, \quad (2.71)$$

где k – постоянный коэффициент.

Решение уравнения (2.71) будем искать в форме

$$y = a(t)\sin \omega t + b(t)\cos \omega t, \quad (2.72)$$

где $a(t)$ и $b(t)$ - медленно изменяющиеся амплитуды.

Перепишем уравнение (2.71) следующим образом:

$$y' + \omega^2 y = \omega^2 e \sin \omega t + (\omega^2 - \Omega^2) y - 2ky' - 2\chi y \left[y \cdot y' + (y)^2 \right].$$

Приближенное решение уравнения с учетом (2.72) дает

$$a(t) = \frac{1}{2\omega} \int_0^t G(\tau) d\tau; \quad b(t) = \frac{1}{2\omega} \int_0^t F(\tau) d\tau. \quad (2.73)$$

Подставив (2.72) в правую часть уравнения и разложив его в ряд, получим

$$F(a, b) = \omega^2 e + (\omega^2 - \Omega^2) a - 2k\omega^2 b - \phi(a, b),$$

$$G(a, b) = -(\omega^2 - \Omega^2) b - 2k\omega^2 a - \psi(a, b),$$

где

$$\phi(a, b) = \frac{\omega^{2+2\pi/\omega}}{\pi} \int_0^{2\pi} 2\chi y \left(y y' + y^2 \right) \sin \omega t dt.$$

Приближенное решение уравнения (2.71) дает

$$a(t) = \frac{1}{2\omega} \int_0^t G(\tau) d\tau; \quad b(t) = \frac{1}{2\omega} \int_0^t F(\tau) d\tau.$$

После дифференцирования получим уравнение Ван-дер-Поля:

$$\begin{cases} \frac{da}{dt} = \frac{1}{2\omega} \left[-(\omega^2 - \Omega^2) b - 2k\omega a - \psi(a, b), \right. \\ \left. \frac{db}{dt} = \frac{1}{2\omega} \left[\omega^2 e + (\omega^2 - \Omega^2) a - 2k\omega b - \phi(a, b), \right] \right. \end{cases} \quad (2.74)$$

где

$$\phi(a, b) = \frac{\omega^{2+2\pi/\omega}}{\pi} \int_0^{2\pi} 2\chi y \left[y \cdot y' + y^2 \right] \sin \omega t dt.$$

Таким образом, вместо уравнения (2.71) мы получаем простую систему двух уравнений первого порядка, которые не содержат явного времени. В

случае стационарного режима колебания $\frac{da}{dt} = \frac{db}{dt} = 0$ для установившихся

амплитуд получим систему алгебраических уравнений

$$\begin{cases} -(\omega^2 - \Omega_0^2)b - 2k\omega a - \psi(a, b) = 0, \\ \omega^2 e + (\omega^2 - \Omega_0^2)a - 2k\omega b - \phi(a, b) = 0. \end{cases} \quad (2.75)$$

Очевидно, система будет удовлетворена при $A = a$ и $b = 0$.

Корни уравнения (2.75) могут быть определены графически, как координаты точек пересечения прямой [101]:

$$y = \frac{\omega^2 \cdot e + (\omega^2 - \Omega_0^2)A}{\frac{3}{4}\gamma - k\omega}; \quad \gamma = \phi(a, b)$$

$$\text{с кривой } \psi(y, y', y'') = 2\chi \cdot y \left[yy' + (y'')^2 \right].$$

Неустойчивое решение линейной задачи на границах нечетных областей имеет вид

$$y(t) = \sum_{n=1,3,5,\dots} \left(a_n \cdot \sin \frac{n\omega t}{2} + b_n \cos \frac{n\omega t}{2} \right), \quad (2.76)$$

где a_n и b_n – искомые постоянные.

Ряд (2.76) при определенном выборе коэффициентов может удовлетворять уравнению (2.71). Действительно, результат подстановки ряда (2.76) в (2.71) не будет содержать никаких других периодических членов, кроме $\sin \frac{n\omega t}{2}$ и $\cos \frac{n\omega t}{2}$. Это будет выполнено только в том случае, если нелинейная функция $\psi(y, y', y'')$ не будет содержать членов четной степени.

Если нас интересуют колебания, происходящие при главном резонансе, когда $\omega = 2\Omega_0$, то разложениями (2.76) можно пренебречь, положив

$$\text{приближенно } y(t) = a \cdot \sin \frac{\omega t}{2} + b \cos \frac{\omega t}{2}. \quad (2.77)$$

Тогда, разложив функцию $\psi(y, y', y'')$ в ряд Фурье, подставив (2.77) в (2.72) и приравняв коэффициенты при одинаковых $\sin \frac{\omega t}{2}$ и $\cos \frac{\omega t}{2}$, получим систему двух уравнений, содержащих коэффициенты a и b .

$$(\Omega_0^2 - \omega^2/4)a - k\omega b + \phi(a, b) = 0, \quad (\Omega_0^2 - \omega^2/4)b - k\omega a - \psi(a, b) = 0. \quad (2.78)$$

Для определения $\phi(a, b)$ и $\psi(a, b)$ подставим (2.77) в (2.71).

Вычисление дает

$$\phi(a, b) = -\frac{A^2}{4} \chi' \cdot \omega^2 \cdot a; \quad \psi(a, b) = -\frac{A^2}{4} \chi' \cdot \omega^2 \cdot b. \quad (2.79)$$

Здесь члены, содержащие гармоники, не вписаны, а через A обозначена амплитуда установившихся колебаний: $A = a^2 + b^2$.

С учетом (2.79) система уравнений (2.78) примет вид

$$\begin{cases} (1 - n^2)a - \frac{k\hbar}{\pi} \cdot b + A^2(-\chi' \cdot n^2 \cdot a) = 0, \\ (1 - n^2)b - \frac{k\hbar}{\pi} \cdot a + A^2(-\chi' \cdot n^2 \cdot b) = 0, \end{cases} \quad (2.80)$$

$$\text{где } n = \frac{\omega}{2\Omega_0}; \quad \chi = \frac{\pi^4}{4l^2}; \quad k = \frac{2\pi}{\Omega_0} \cdot k,$$

Система (2.80) имеет отличное от нуля решение, только в том случае, если определитель системы, составленной из коэффициентов при неизвестных, равен нулю.

Решение уравнения (2.80) относительно амплитуд установившихся движений будет

$$A = \frac{2\Omega_0}{\omega \cdot \sqrt{\chi}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\omega^2}{4\Omega_0^2} \pm k \frac{\omega}{\Omega_0}}; \quad (2.81)$$

Здесь имеем два решения, одно из которых не устойчиво.

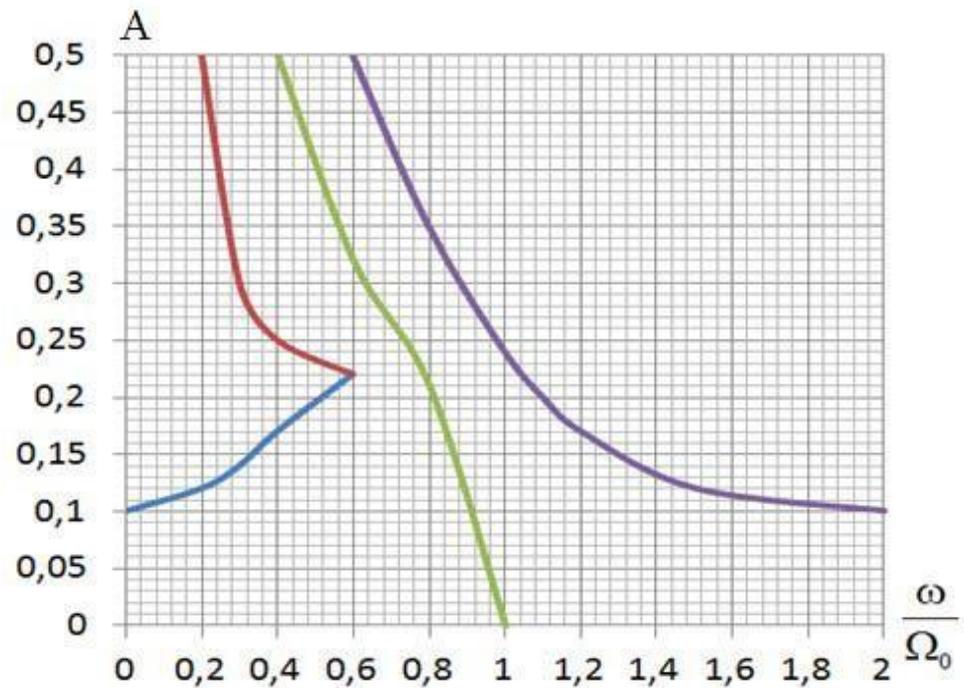


Рис. 2.12. Амплитудно–частотная характеристика гибкого ротора с распределенной массой, с учетом нелинейной инерционности.

График, построенный по уравнению (2.81) (зависимость амплитуды A от соотношения ω/Ω_0), будет иметь вид, представленный на рис.2.12.

Как видно из рис. 2.12, частотные кривые имеют уклон в сторону меньших частот. Причиной этого является нелинейная инерционность, и если система будет иметь и нелинейную упругость, то она может попасть в область динамической неустойчивости. Этот случай является наиболее неблагоприятным с точки зрения устойчивости колебательных процессов. И тогда может возникнуть параметрический резонанс, который и накладывается на основной резонанс системы. В этом случае конечность амплитуды колебания может быть обеспечена лишь за счет ввода в систему нелинейного затухания.

Помимо очевидных мер отвода системы из опасной области путем изменения ее параметров, могут быть рекомендованы и такие методы, как введение линейных и нелинейных демпферов. Увеличение жесткости системы далеко не всегда снижает амплитуды колебаний, поскольку существует их неблагоприятное сочетание, вызывающее параметрические резонансные колебания.

ВЫВОДЫ ПО ВТОРОЙ ГЛАВЕ

1. На основании проведенных исследований установлено, что нелинейный характер контактной жесткости, радиальный зазор и кинематическое возмущение подшипников качения оказывают решающее влияние на уровень спектральных составляющих вибраций электрических машин.

С увеличением веса ротора величина оптимального радиального зазора шарикоподшипника увеличивается.

Снижение уровня вибрации может быть достигнуто либо за счет уменьшения радиального зазора в подшипнике, либо за счет повышения линейной податливости опоры.

При использовании в конструкции машины подшипников определенного класса точности рекомендуется регулирование зазора производить изменением посадки подшипника на вал. При этом необходимо учесть, что эксплуатационный зазор должен быть не менее толщины граничного слоя масляной пленки и не более его оптимального значения.

2. Определены критерии устойчивости вращающихся уравновешенного и не уравновешенного роторов на нелинейных опорах.

Получены формулы для определения границ области неустойчивости. Показано, что область неустойчивости, лежащая вблизи границ двойной частоты вращения, является наиболее опасной и называется главной областью динамической неустойчивости.

3. На основании проведенных исследований динамики гибких роторов получены функции нелинейной инерционности системы и формулы по определению амплитудно-частотных характеристик, что позволило раскрыть причину смещения частотных кривых в сторону низких частот. Показано, что если система имеет еще и нелинейность, то она может попасть в область динамической неустойчивости.

ГЛАВА 3

ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО СТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИНАХ

Динамический расчёт шпилек, соединяющих подшипниковые щиты с корпусом машины

В электрических машинах подшипниковые щиты являются одним из ответственных элементов. Они соединяются с корпусом машины с помощью стяжных шпилек (болтов). Эти соединения, как и машина в целом, испытывают вибрационные нагрузки, которые часто вызывают ослабление (разбалтывание) резьбового соединения. Особенно это происходит при нестационарных и неустойчивых режимах.

Практика эксплуатации роторных машин и результаты исследования крепежных резьбовых соединений показывают, что при высокочастотных возмущениях величина динамической нагрузки, передаваемой на шпильку, зависит от жесткостных и частотных характеристик деталей соединения. При неправильном выборе указанных характеристик динамические нагрузки, передаваемые на стержень стяжной шпильки, могут в десятки раз превышать возмущающую силу. Таким образом, прочность, а следовательно, и долговечность резьбовых крепежных соединений при высокочастотных возмущениях зависят от жесткостных и амплитудно-частотных характеристик системы, которые будем называть динамическим качеством соединения.

Улучшение динамического качества соединения, т.е. правильный выбор оптимальных параметров, характеризующих жесткостные и частотные характеристики системы, во многом будет способствовать повышению долговечности не только резьбового соединения, но и машины в целом.

Для оценки динамического качества резьбового соединения рассмотрим вынужденные колебания удельной массы m_i , приходящейся на i – й болт.

Пусть возмущающая сила $Q(t)$, действующая на соединение, изменяется

по закону

$$Q(t) = Q_{m_i} \sin \omega t, \quad (3.1)$$

где Q_{m_i} – амплитуда возмущающей силы, приходящейся на i -й болт.

Дифференциальное уравнение колебания системы, согласно [73,93] можно представить в виде

$$m_i \ddot{y} + (C_b + C_d) y + k \dot{y} = Q_{m_i} \sin \omega t, \quad (3.2)$$

где $k \dot{y}$ – сила внутреннего и внешнего сопротивлений, приходящейся на i -й болт, зависящая от частоты колебаний.

Частное решение (3.2) будем искать в виде

$$\bar{y} = \bar{A} e^{i\omega t}, \quad (3.3)$$

где \bar{A} – комплексная амплитуда смещения.

Подставляя решение (3.3) в уравнение (3.2), после небольших преобразований получим соотношение, связывающее комплексную амплитуду смещения массы m_i и возмущающей силы [95]:

$$\bar{Q}_{m_i} = A \left(C - m_i \omega^2 + i\omega k \right), \quad C = C_b + C_d, \quad (3.4)$$

откуда модуль возмущающей силы будет

$$|Q_{m_i}| = A \sqrt{(C - m_i \omega^2)^2 + \omega^2 k^2}. \quad (3.5)$$

На шпильку в направлении перемещения y будет действовать сила.

$$Q_g = C y + k \dot{y},$$

или в комплексной форме после постановки значения y :

$$\bar{Q}_g = \bar{A} (C + i\omega k), \quad (3.6)$$

и модуль силы:

$$|Q_g| = A \sqrt{C^2 + \omega^2 k^2}. \quad (3.7)$$

Отношение силы, действующей на болт, к возмущающей силе принято называть коэффициентом передачи силы или динамическим коэффициентом, характеризующим динамическое качество соединения.

Из (3.7) и (3.5) будем иметь

$$\beta = Q_y/Q_{m_i} = \sqrt{(1+k^2k_1)/\left[\left(1-\omega^2/p^2\right)^2 + k^2k_1\right]}, \quad k_1 = \omega^2/p^4m^2, \quad (3.8)$$

где $k = \nu/\pi$ – коэффициент демпфирования; ν – логарифмический декремент затухания колебаний; p – собственная частота.

Динамическое качество соединения можно характеризовать коэффициентом

$$k_g = (1-\beta)100\%. \quad (3.9)$$

Из формулы видно, что если $\beta < 1$, то $k_g > 0$, и чем меньше β , тем выше динамическое качество соединения. Если $\beta > 1$, то $k_g < 0$ (отрицательно), т.е. система чувствительна к динамическим воздействиям, и незначительные возмущающие силы могут вызывать большие деформации болтов. Это означает, что динамическое качество системы (соединения) неудовлетворительное.

Влияние стабильности затяжки стяжных шпилек на динамику машины

Повышение производительности машин неразрывно связано с ростом их быстроходности и, следовательно, с ростом динамических нагрузок, действующих на звенья и соединения машины. По мере увеличения динамических нагрузок предъявляются повышенные требования к стабильности затяжки резьбовых соединений, т.к. именно стабильность затяжки обеспечивает надежность работы соединения.

Под стабильностью затяжки понимают способность соединения сохранять в течение заданного срока эксплуатации величину усилия предварительной затяжки, созданной при его монтаже.

Правильно выбранная и точно воспроизведенная предварительная затяжка является одним из основных условий надежной работы резьбового соединения. Как чрезмерная, так и недостаточная затяжка могут быть причинами разрушения соединения. Величина усилия предварительной

затяжки выбирается из условия плотности стыка и должна иметь определенный коэффициент запаса по отношению к максимальной внешней нагрузке с тем, чтобы исключить возможность раскрытия стыка. По мнению А.И. Якушева, при прочих равных условиях, от величины усилия предварительной затяжки зависит также характер распределения усилий между витками резьбы на длине свинчивания: чем выше предварительная затяжка, тем более равномерно распределены усилия между витками, что благоприятно сказывается на динамической прочности резьбовых соединений. Эта величина предварительной затяжки определяет максимальное усилие, действующее на болт (шпильку), и среднее напряжение цикла при переменных нагрузках.

Важное значение имеет контроль затяжки резьбовых соединений. Многие исследователи считают, что без тщательного контроля усилия затяжки расчет резьбовых соединений на прочность теряет смысл.

Несмотря на первостепенное значение стабильности затяжки в обеспечении надежности и долговечности работы резьбовых соединений, вопросы сохранения постоянства созданной величины усилия предварительной затяжки изучены недостаточно. В настоящее время известны лишь причины, а в отдельных случаях выявлено влияние конкретных факторов на степень ее ослабления.

Факторы, вызывающие в динамически нагруженных соединениях падение усилия предварительной затяжки, могут быть классифицированы на следующие группы (рис. 3.1):

I группа – факторы, приводящие к появлению остаточных пластических деформаций болта и соединяемых деталей в результате действия кратковременных больших сил, возникающих при особых режимах работы машины, например, переходных и т.п. Во многих случаях такие силы вызывают не обрыв болта, а лишь остаточное удлинение. По эксплуатационным данным, свыше 50% болтов двигателей транспортных машин оказываются вытянутыми.

II группа – факторы, связанные с контактными деформациями по стыковым поверхностям и в резьбе (смятие рабочих поверхностей резьбы,

поверхностные пластические деформации соединенных деталей, которые возникают в результате “смыывания гребешков” на поверхностях стыка под воздействием периодических переменных нагрузок).

III группа – факторы, вызывающие самопроизвольное отвинчивание гаек (винтов) или шпилек в результате вибрации, т.е. саморазвинчивание соединения.

IV группа – факторы, связанные с релаксацией напряжений в деталях соединений, работающих в условиях повышенных температур или при воздействии на них переменных нагрузок.

Из вышеперечисленных причин, ослабляющих затяжку, самой опасной является самоотвинчивание резьбовых соединений. Если действие всех других причин сказывается по истечении значительного отрезка времени работы соединения, причем ослабление затяжки происходит постоянно, то самоотвинчивание при вибрации может произойти уже в первые часы работы машин в случае отсутствия средств стопорения резьбовых деталей.

Сущность явления самоотвинчивание резьбовых соединений состоит в том, что при воздействии на соединение вибрации, ударов, сотрясений происходит самопроизвольное отвинчивание гаек, вывинчивание винтов, шпилек, естественно, при этом резко снижается величина усилия предварительной затяжки.

Если своевременно это явление не устранить, то усилие затяжки упадет до нуля, соединение расстроится, и может случиться авария. Данное явление известно давно. Так, в частности, еще в 1873г. В.Л. Кирпичев писал: “Несмотря на то, что угол наклона винтовой нарезки всегда в несколько раз (2...3 раза) меньше угла трения, все-таки гайки очень часто отвинчиваются и преимущественно в подвижных частях машин: это происходит от сотрясений. Поэтому употребляются различные средства для предотвращения такого развинчивания”.

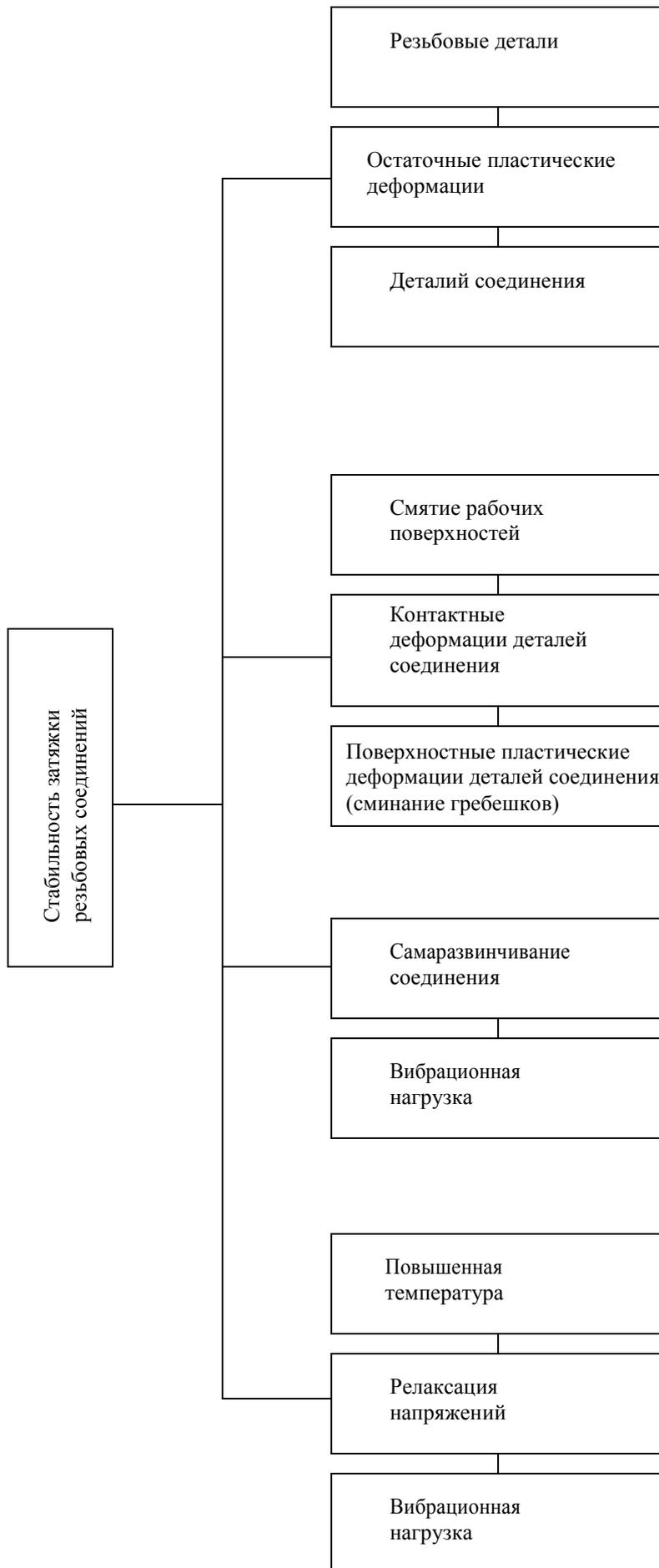


Рис. 3.1 Факторы, влияющие на стабильность затяжки резьбовых соединений

Обычно при наиболее неблагоприятных условиях смазки угол трения бывает не менее 6° , а угол подъема витков крепежной резьбы находится в пределах $2^{\circ}29' \dots 3^{\circ}20'$.

Однако при вибрациях систематического или случайного характера, приводящих к взаимному смещению деталей, коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки существенно уменьшаются (табл. 3.1) на 70...85% и на 75...80% соответственно. При этом уменьшение коэффициентов трения нарушает самоторможение для резьбы и приводит к самоотвинчиванию.

Таблица 3.1

**Значения коэффициентов трения в резьбе болта $M10 \times 2.5$
и на торце гайки при вибрации**

Усилие предварительной затяжки болта, кг	Частота нагружения, Гц	Коэффициенты трения	
		в резьбовой паре, μ'	на торцевой поверхности, μ_T
1000	0 ... 50	0,14	0,01
2000	0 ... 100	0,13	0,005
3000	0 ... 200	0,1	0,003

Более того, при вибрациях, носящих случайный или систематический характер и связанных в большинстве случаев с перекосом опорных поверхностей (при монтаже или эксплуатации вследствие изгиба), могут быть кратковременные периоды, когда гайка оказывается почти свободной от осевых сил. В этом случае даже незначительные боковые силы могут вызвать ее поворот.

Значительно сложнее и менее наглядно поведение соединений при действии внешних сил в плоскости стыка. В этих случаях отвинчивание может происходить и при наличии остаточной силы затяжки, например, когда передаваемый трением на головку болта момент больше момента отвинчивания

в резьбе. Это справедливо и при сдвиге таких соединяемых деталей, которые можно рассматривать как вращательное перемещение вокруг оси болта. Такие случаи часто встречаются в практике, например, соединение маховика и коленчатого вала в двигателях внутреннего сгорания, соединения муфт и т.д.

Много беспокойства и хлопот доставляет рассматриваемое явление эксплуатационщикам и конструкторам машин, особенно транспортных машин, которые обладают большими скоростями. Расстройство соединений в этих машинах может повлечь за собой далеко идущие последствия.

Известно много случаев аварий самолетов, автомашин, танков вследствие самоотвинчивания резьбового соединения. Многие аварии были предотвращены благодаря своевременному устранению ослабления затяжки соединений, обусловленного самоотвинчиванием. Поэтому инструкции по техническому обслуживанию транспортных и других быстроходных машин требуют систематического контроля состояния резьбового соединения.

Меры, устраняющие самоотвинчивание и, тем самым, обеспечивающие надежность работы соединения, а следовательно, в какой-то мере машин в целом, конструктор должен усмотреть еще при создании проекта машины. В настоящее время таким общепринятым методом является применение различных средств стопорения, которые должны предотвратить самопроизвольное поворачивание одного резьбового элемента относительно другого. Поэтому предотвращение такого опасного явления, как самоотвинчивание посредством стопорения является неотъемлемым элементом проектирования современных резьбовых соединений.

Методы стопорения весьма разнообразны. Описание их можно найти в специальной литературе.

Все способы стопорения резьбовых деталей можно разделить на следующие основные группы (рис. 3.2)

1. Стопорение наглухо, например: приварка гаек, головок винтов и болтов, кернение в местах сопряжения головки винта или гайки с другими элементами, впрессовывание фасонных колец с тело одной из сопрягаемых

деталей и пр. Демонтаж соединения в этом случае связан с разрушением стопорящих элементов или с их пластической деформацией.

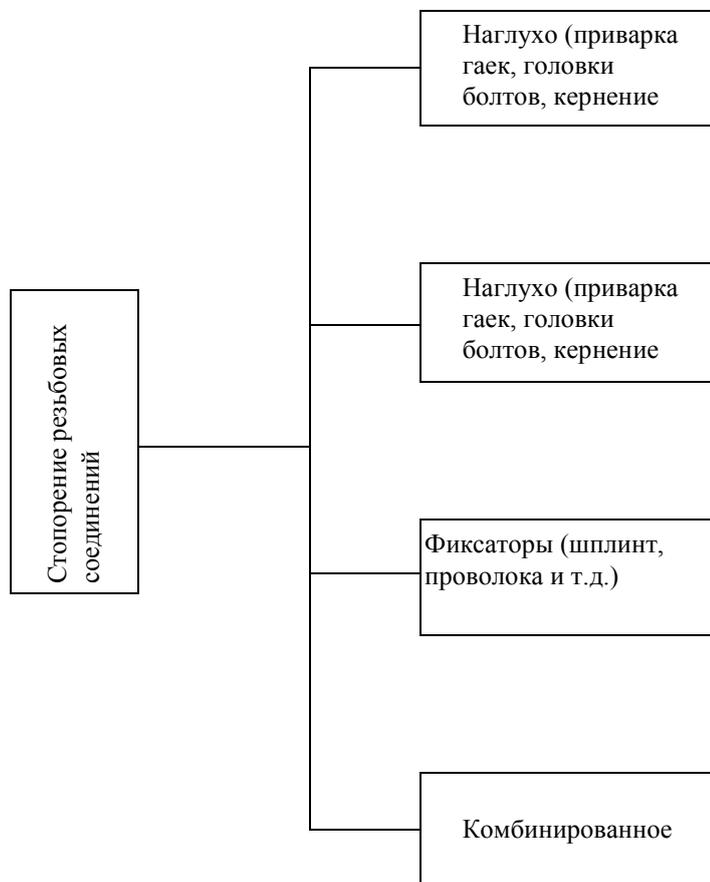


Рис. 3.2 Способы стопорения резьбовых соединений

2. Стопорение за счет повышения сил трения в резьбе, на опорных торцах головок винтов (болтов) и гаек. Это достигается путем применения контргаек, всевозможных шайб, включая шайбы пластических материалов, гаек специальных конструкций и т.п.

3. Стопорение посредством специальных фиксаторов, устанавливающих жесткую связь между сопрягаемыми элементами и деталями резьбовой пары, например, посредством шплинтов, проволоки, шайб особой формы и т.п.

4. Стопорение при помощи комбинации способов, указанных выше в 1,2,3.

Существует огромное количество конструктивных средств, конtringщих резьбовое соединение по одному из вышеуказанных способов. Некоторые из

них стандартизированы, многие нормализованы. В авиационной промышленности, например, существует свыше 170 нормалей на одни лишь самоконтрящие гайки.

Применение любого средства контроля сопряжено с выполнением дополнительных технологических операций и с дополнительным расходом материала, что удорожает конструкцию самого соединения и, естественно, увеличивает стоимость машины в целом.

В машинах, подверженных вибрации, все резьбовые соединения выполняются контролем. Количество таких соединений исчисляется тысячами. Так, например, на современном легком самолете количество контролируемого соединений достигает 10 000, а на тяжелом превышает 100 000.

Конструктор часто попадает в затруднительное положение, решая вопрос о том, какое из существующих средств контроля применить, чтобы оно наилучшим образом отвечало экономичности, удобству монтажа, эксплуатации и, главное, надежности. Последнее доставляет самое большое беспокойство, т.к. не во всех случаях одно и то же средство может гарантировать отсутствие самоотвинчивания. Так, например, такое, казалось бы, самое надежное средство, как шплинтовка гайки, не всегда предотвращает ее самоотвинчивание. Известны случаи, когда гайки соединений ходовой части танков отвинчивались, срезая шплинты.

Надежных средств стопорения, пригодных для всех условий работы соединения, не имеется. Поиски таких средств продолжаются. Проф. М.А. Саверин писал: “Сотни патентов на различные устройства, обеспечивающие стопорение, появляются каждый год во всех промышленных странах, отражая искания конструкторов в этой области, однако устойчивых способов и конструкций, оправданных многолетней практикой применения, значительно меньше, чем предложений”.

Неудачи в изыскании надежных средств стопорения объясняются тем, что до сих пор не раскрыта природа явлений самоотвинчивания и не изучены

причины, его вызывающие. Известны лишь обстоятельства, при которых проявляется самоотвинчивание.

Не имеется также данных о характере влияния на самоотвинчивание различных динамических нагрузок. Отсутствие таких данных не позволяет конструктору рационально использовать имеющиеся средства стопорения. Именно этим объясняется то обстоятельство, что зарекомендовавшие себя в определенных условиях нагружения контрящие средства оказываются непригодными с изменением этих условий.

Изучение природы явлений саморотинчивания резьбовых соединений, преследующие цель его полного устранения или ограничения его действий, приобретает все большую актуальность в связи с расширением области применения новейших машин, для которых саморазвинчивание представляет особую опасность и к надежности работы которых предъявляются особенно повышенные требования.

Таковыми машинами являются:

- 1) автоматически действующие машины и устройства с приводами, особенно такие, которые продолжительное время работают без контроля человека, вследствие чего самоотвинчивание не может быть своевременно обнаружено и устранено;
- 2) производственные машины вибрационного действия, используемые с целью интенсификации и автоматизации технологических процессов;
- 3) высокоскоростные и транспортные машины, работа которых сопряжена с интенсивной вибрацией широкого диапазона частоты.

Анализируя результаты опытов, можно прийти к следующим выводам:

1. Опыты не подтвердили общеизвестные гипотезы о причинах самоотвинчивания, согласно которым самоотвинчивание не прекращается с увеличением числа циклов нагружения.
2. Зафиксированная степень самоотвинчивания гайки практически не уменьшает величину усилия предварительной затяжки. В условиях опыта отвинчивание гайки на 1^0 уменьшало усилие затяжки на $0,5 F$. Эти $0,5 F$ авторы

считали эквивалентными 100 F в резьбовых соединениях с жесткими стыками. Но, как известно, изменение жесткости стыка изменяет условия работы резьбового соединения, и, говоря об эквивалентности, его надо дополнительно проверить экспериментально.

Рассмотренные результаты экспериментальных работ многих авторов позволяют сделать вывод, что проявление самоотвинчивания зависит от упругих деформаций деталей соединения, на которые оказывают влияние характер вибрации, ее направление, частота и амплитуда, конструкция соединенных деталей, масса присоединяемых деталей и т.д.

Оптимальная жесткость стяжных шпилек

Для нахождения величины оптимальной жесткости стяжных шпилек резьбового соединения исходим из двух условий:

1) Условие обеспечения плотности стыка. Это условие заключается в том, чтобы

$$\Delta > y_{\max}, \quad (3.10)$$

где Δ – статическая деформация соединяемых деталей; y_{\max} – максимальная амплитуда колебания деталей соединения относительно друг друга в направлении оси болта:

$$y_{\max} = \gamma y_{cm}, \quad (3.11)$$

где $y_{cm} = \frac{Q_m}{C + C}$ – деформация соединенных деталей, соответствующая дей-

ствию возмущающей силы в статических условиях ($\omega = 0$); γ – коэффициент передачи амплитуды:

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\nu}{\pi}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}}. \quad (3.12)$$

Из выражения (3.12) видно, что с уменьшением жесткости, т.е. с увеличением отношения ω/p , коэффициент γ в зоне $\frac{\omega}{p} < 1$ увеличивается, и при определенных соотношениях ω/p и ν может произойти раскрытие стыка.

С увеличением отношения ω/p в зоне $\frac{\omega}{p} > 1$ коэффициент γ уменьшается, следовательно, уменьшается и y_{\max} . Это говорит о том, что уменьшение жесткости болтов или соединяемых деталей при высокочастотных возмущениях в зоне $\frac{\omega}{p} < 1$ не может привести к раскрытию стыка.

2) Условие минимизации коэффициента передачи силы. Это условие записывается в виде

$$\beta = \frac{Q_g}{Q_m} = \min. \quad (3.13)$$

Из выражений (3.8), (3.13) видно, что с увеличением отношения ω/p в зоне $\frac{\omega}{p} > 1$ коэффициент β уменьшается. При $\frac{\omega}{p} = \sqrt{2} - \beta = 1$, а при $\frac{\omega}{p} > \sqrt{2}$ β продолжает уменьшаться.

Из анализа вышеуказанных двух условий можно сделать вывод, что для соединений, работающих при низкочастотных колебаниях, где $\frac{\omega}{p} < 1$, уменьшение жесткости болта приведет к увеличению усилий, передаваемых на болт, и может произойти нарушение плотности стыка, и в этом случае при частоте возмущения меньше 50 Гц жесткость болта следует увеличить.

Для соединений, подверженных действию высокочастотных колебательных нагрузок, где возможно обеспечить условие $\frac{\omega}{p} > 1$, непрерывное уменьшение жесткости болта приводит к уменьшению коэффициента β .

Для соединений, работающих под действием высокочастотных вибрационных нагрузок, жесткость соединения следует выбрать так, чтобы ω/p было в пределах (1,3...1,5), только тогда коэффициент динамического качества будет эффективно возрастать.

При дальнейшем уменьшении жесткости соединения кривая K_g растет очень медленно.

Из вышеуказанного следует, что отношение $\frac{\omega}{p}$ следует выбрать в пределах: $\frac{\omega}{p} \geq 1,3...1,5$. (3.14)

Учитывая, что $p = \sqrt{\frac{C_\delta + C_\sigma}{m_i}}$, (3.15)

из уравнений (3.14) и (3.15) получим $C_\delta + C_\sigma \leq (0,45 \div 0,6)m \omega^2$. (3.16)

Таким образом, при правильном выборе жесткости соединения динамические нагрузки, действующие на болт, существенно снижаются, при этом болт должен обладать достаточной жесткостью для обеспечения необходимой плотности стыка от статически приложенных и случайных сил.

Для подтверждения теоретических вкладок нами проведены экспериментальные исследования.

Учитывая вышеизложенное, в экспериментах применялись резьбовые соединения различной жесткости, часть которых охватывает зону $\frac{\omega}{p} = 1,3...1,5$.

Как видно из амплитудно–частотных кривых (рис.3.3), первая резонансная частота системы охватывает частотную зону $\omega = (1,0 \div 2,5)10^3 \text{ с}^{-1}$, соответствующую жесткостям испытываемых болтов. Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 3.2.

Для жесткости болта $C_\delta = 2,10^4 \text{ кг/см}$, начиная уже с частоты $\omega = 1,8 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ наступает уменьшение амплитуды присоединенной массы по отношению к амплитуде возмущения, в то время, как для жесткости болта $C_\delta = 11,10 \text{ кг/см}$ про-

Амплитуды колебания присоединенной массы при различных частотах возмущения

Жесткость болта, C_{δ} , $\times 10^4 \text{ кг/см}$	Частоты возмущения $\times 10^3 \text{ с}^{-1}$														
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
	Амплитуды колебания стола вибростенда, мкм														
	10	8	8	7	6	5	4	3	3	3	3	2	2	2	1
Амплитуды колебания присоединенной массы, мкм															
2	12	25	14	8	5	4	2	1	1	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
4	11	12	14	15	16	23	13	8	5	3	2	2	1,5	1	0,8
6,6	10	11	12	13	14	15	18	18	15	12	6	3	2,5	2,5	2
8	10	11	12	13	13	14	14	15	16	15	13	11	8	5	3
11	10	11	11	12	12	13	13	14	14	15	13	12	10	8	5

цесс уменьшения амплитуды присоединенной массы начинается с частоты $\omega = 4,2 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$.

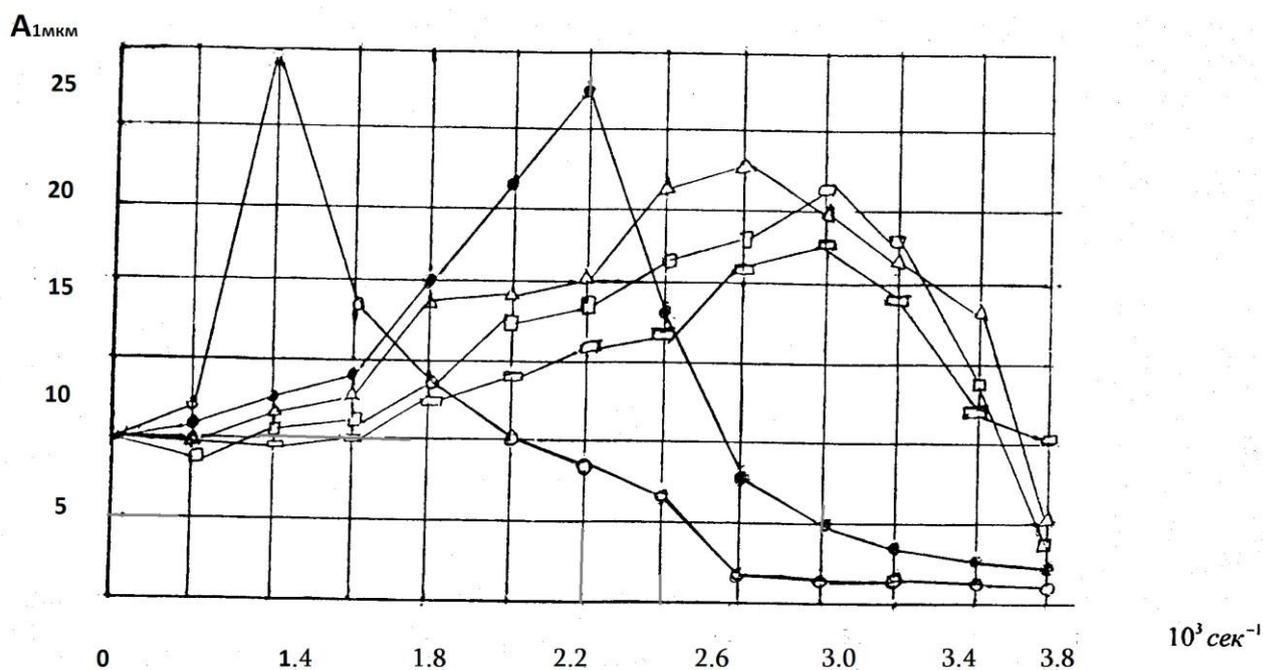


Рис. 3.3. Амплитудно-частотные кривые для резьбовых соединений: \circ - $C = 2 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$, \square - $C = 6.6 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$, \bullet - $C = 4 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$, Δ - $C = 8 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$, \square - $C = 11 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$

Влияние переменных нагрузок на величину предварительной затяжки

Основной причиной, снижающей предварительную затяжку резьбовых соединений, принято считать самоотвинчивание гайки. Однако, опыт эксплуатации показывает, что при устранении самоотвинчивания процесс ослабления соединения не прекращается (например, в двигателях транспортных машин свыше 50% болтов после эксплуатации оказываются вытянутыми).

Проведенные исследования показывают, что при нагружении резьбовых соединений высокочастотными вибрационными нагрузками наблюдается уменьшение начальной затяжки, являющейся следствием релаксации напряжения.

Основным фактором релаксации напряжения предварительной затяжки при высокочастотных нагрузках является необратимый процесс последовательных сдвигов кристаллических плоскостей, обусловленных особенностями молекулярного строения вещества.

Количественной характеристикой процесса релаксации может служить скорость релаксации

$$v_p = \frac{d\sigma}{d(ft)}, \quad (3.17)$$

где $d\sigma$ - приращение напряжения; f - частота изменения напряжения, t - время.

После соответствующих преобразований, на основе известного выражения

$$\sigma^{m_1} N_u = const, \quad (3.18)$$

и выражения (3.17) получим напряжение затяжки, остающееся по истечении некоторого времени, после нагружения высокочастотной вибрационной нагрузкой, с учетом предварительного напряжения от начальной затяжки в виде

$$\sigma = \frac{a^{\frac{1}{m_1}} \sigma_{зам.1}}{(ft + a)^{m_1}}, \quad (3.19)$$

где $\sigma_{зам.1}$ - напряжение от предварительной затяжки, а усилие начальной затяжки соответственно будет

$$Q_{зам.} = 0,2\sigma_T \frac{(ft + a)^{\frac{1}{m_1}}}{a^{\frac{1}{m_1}}} \cdot F_0, \quad (3.20)$$

где $F_0 = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь сечения болта; $0,2\sigma_T$ – минимально допустимое значение напряжения затяжки после релаксации; a, m_1 – некоторые постоянные величины, определяемые опытным путем, которые учитывают физико–механические свойства материалов, способ изготовления, наличие концентраторов напряжения, чистоту поверхности, термообработку, коэффициент асимметрии цикла и другие факторы.

Для определения постоянных коэффициентов a и m_1 проведены экспериментальные исследования резьбовых соединений с болтами М6 и М8 из стали 45 и ст.3 при вибрационных воздействиях в диапазоне частот 50...1000Гц с ускорением (40...50) g .

Уровень начальной затяжки принимался (0,5...0,7) σ_T при коэффициенте асимметрии $R_\sigma = 0,25; 0,5; 0,75$. Проведение эксперимента для двух уровней напряжения начальной затяжки $\sigma_{зам}$ на каждой фиксированной частоте позволило для каждого коэффициента асимметрии и материала болта получить систему двух уравнений, где неизвестными являются a и m_1 . В табл.3.3 приведены численные значения a и m_1 с учетом экспериментально полученных значений времени t , при котором величина напряжения начальной затяжки уменьшается до минимума (в нашем случае до $\sigma_{min} = 0,2\sigma_T$).

С целью определения ресурса затяжки на специальном вибростенде в резьбовых соединениях моделировалась высокочастотная нагрузка, выявленная на реальных объектах в эксплуатационных условиях. Характерные амплитудные напряжения имели значение $\sigma_a = 25$ кг/см² и $a = 50$ кг/см². Программа испытания осуществлялась при $\sigma_{нач.} = 0,4\sigma_T; 0,6\sigma_T; 0,8\sigma_T$.

Были исследованы резьбовые соединения М6 и М8 с нарезанной резьбой.

Таблица 3.3

Экспериментальные значения параметров a и m

Частота нагружения, Гц	Коэфф. асимметрии R_σ	Напряжение затяжки σ_r	Ресурс затяжки t , час	Материал болта: Ст.3				Материал болта: Ст.4			
				болт	M6	болт	M8	болт	M6	болт	M8
				m_1	$a \times 10^3$	m_1	$a \times 10^3$	m_1	$a \times 10^3$	m_1	$a \times 10^3$
50	0.25	0.5	54	11	2	10	1.8	12.3	2.1	11	2.1
		0.7	80								
	6.5	0.5	65	19	5	17.1	4.7	23.2	5.8	19	5.2
		0.7	95								
	0.75	0.5	75	40	6	38.6	5.68	42.1	6.7	37.9	5.9
		0.7	110								
100	0.25	0.5	27	10.5	1.95	9.9	1.75	12.1	2.2	10.2	2.01
		0.7	40								
	0.5	0.5	32	19.3	4.98	16.86	4.2	20.2	5.1	18.7	5.1
		0.7	47								
	0.75	0.5	38	39.5	5.89	37.72	5.5	41.1	6.1	40	6.1
		0.7	55								
500	0.25	0.5	5	10	1.85	9.5	1.6	11.4	2.0	10	1.9
		0.7	8								
	0.5	0.5	6	17.5	4.8	15.4	4.4	19.4	5.5	17.5	5.1
		0.7	9								
	0.75	0.5	8	38.9	5.7	37.3	5.4	41	6.4	38.7	5.8
		0.7	11								
1000	0.25	0.5	3	9.5	1.7	9.3	1.5	10.8	2.1	9.9	1.9
		0.7	4								
	0.5	0.5	3	16.9	4.4	14.95	4.1	19.1	5.7	16.9	5
		0.7	5								
	0.75	0.5	4	38.2	5.4	36.1	5.3	41.8	5.9	39.9	5.2
		0.7	6								

На основании экспериментов были получены кривые ползучести, позволяющие построить релаксационные кривые.

На основании сопоставления каждой релаксационной кривой с усталостной, имеющей то же значение коэффициента асимметрии цикла, построен график ресурса затяжки резьбовых соединений (рис. 3.4).

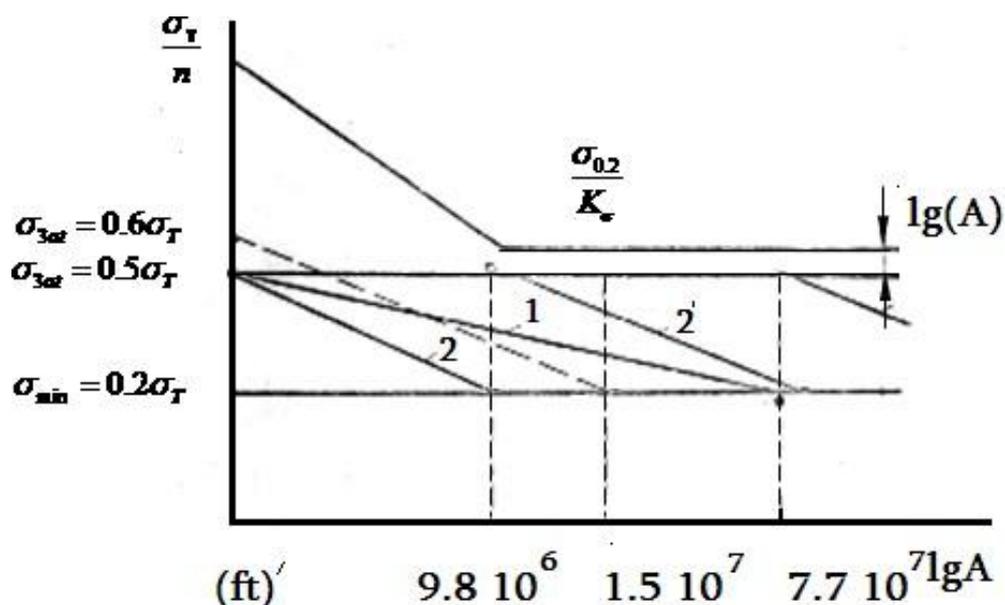


Рис.3.4. График определения ресурса затяжки резьбовых соединений

Практический интерес представляет изучение релаксационных процессов, протекающих в зоне, ограниченной сверху усталостной кривой, скорректированной с учетом эффективного коэффициента концентрации напряжений k_σ .

Нижней границей исследуемой зоны служит прямая σ_{\min} , определяемая из условия нераскрытия стыка. В тех случаях, когда имеется сила, стремящаяся сместить соединяемые детали относительно друг друга, σ_{\min} определяется из условия отсутствия сдвига деталей.

Релаксационные процессы выражены кривыми 1 и 2 рис. 3.4 соответственно при $\sigma_a = 25 \text{ кг/см}^2$ и $\sigma_a = 50 \text{ кг/см}^2$. Точки пересечения кривых 1 и 2 с линией σ_{\min} определяют предельное значение $N = ft$, которое может выдержать резьбовое соединение до опасного ослабления. При дальнейшем нарастании ft сила трения между витками резьбы и гайки, обусловленная остаточной затяжкой, оказывается недостаточной, в результате чего и возникают благоприятные условия для самоотвинчивания. С увеличением напряжения начальной затяжки $\sigma_{\text{зат}}$ величина $N_y = ft$, после которой напряжение затяжки снижается до значения σ_{\min} , возрастает. Однако повторная затяжка до значения $\sigma_{\text{зат}}$ оказывается недоступной, потому что напряжение в

стержне болта будет выше верхней предельной границы. При малой начальной затяжке такая опасность исключается, но зато уменьшается величина ft , т.е. при известной частоте нагружения - время повторной затяжки.

Оптимальное решение заключается в том, чтобы определить такую величину начальной затяжки, при которой число повторных затяжек не было ограниченным, а величина ft была максимально возможной.

Из рис. 3.4 видно, что при условии $\sigma_{зам} > 0,6\sigma_T$ и значении амплитуды $\sigma_a = 50 \text{ кг/см}^2$ релаксационные кривые не пересекаются с линией σ_{min} до величины $ft = 1,5 \cdot 10^7$. Аналогичная картина имеет место и для $\sigma_{зам} = 0,5 \sigma_T$ при $\sigma_a = 25 \text{ кг/см}^2$.

На основании обнаруженного, можно определить оптимальную величину начальной затяжки при высокочастотном нагружении.

В рассмотренном случае при $\sigma_{зам} \approx 0,56\sigma_T$, периодичность возобновления затяжки зависит от амплитуды динамического напряжения. (при $\sigma_a = 50 \text{ кг/см}^2$; $ft = 9,8 \cdot 10^6$; при $\sigma_a = 25 \text{ кг/см}^2$; $ft = 7,7 \cdot 10^7$).

3.5 Упругие колебания стяжных шпилек при продольном (осевом) возбуждении

При расчете на прочность резьбовых соединений усилия, действующие на отдельные детали соединения, определяются по упругим деформациям этих деталей с учетом их жесткости. Методика определения указанных усилий при действии на соединение как постоянных, так и переменных нагрузок одна и та же. Существующие методы расчета не рассматривают резьбовое соединение, на которое действует переменная нагрузка, как колебательную упругую систему, и поэтому не принимают во внимание массу присоединяемых деталей и частоту колебаний нагрузки, т.е. не учитывают динамический коэффициент. Однако, известно, что под действием переменных нагрузок в упругой системе при определенных условиях могут возникнуть упругие колебания, превосходящие деформации, вызываемые статически приложенной внешней нагрузкой.

Резьбовые соединения современных высокоскоростных машин и аппаратов находятся под действием переменных нагрузок, частота колебаний которых изменяется в широком диапазоне. Так, например, в ракетах частота вибрации изменяется в пределах от 0,2 до 2000 Гц и выше.

Для многих резьбовых соединений транспортных и других машин характерной особенностью является еще и то, что масса присоединяемой детали, на которую действует нагрузка, многократно превышает массу болтов.

Все эти обстоятельства позволяют рассматривать резьбовое соединение как упругую колебательную систему. Строго говоря, такая колебательная система является нелинейной. Как показывают результаты исследования, приведенные в работе [93], величина коэффициента жесткости деталей соединения в ряде случаев зависит от усилия предварительной затяжки, особенно в случае применения упругих прокладок. Нелинейность системы резко усиливается в случае периодических раскрытий стыка соединения. Точное решение задачи о колебаниях такой системы в общем виде затруднено вследствие того, что их характер обуславливается конкретным видом силовой характеристики системы, начальными условиями и рядом других свойств, присущих нелинейным системам.

В первом приближении для упрощения задачи резьбовое соединение примем за линейную колебательную систему. Колебания такой системы рассмотрим на динамической модели (рис. 3.5). С этой целью резьбовое соединение, на которое действует переменная нагрузка $Q(t)$, заменим моделью, представляющую собой колебательную систему с одной степенью свободы (модели резьбовых соединений нескольких других типов приводятся в работах).

Принимаем, что в данной системе тела В и Г абсолютно жесткие, коэффициенты жесткости пружин Б и Д соответственно равны коэффициентам жесткости деталей системы болта и системы корпуса, а масса тела Г равна массе присоединенной детали Г' соединения.

При монтаже модели обе пружины были сжаты усилием Q_0 , равным усилию предварительной затяжки резьбового соединения

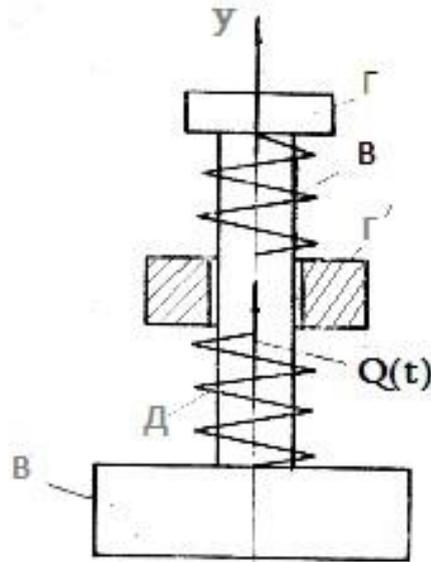


Рис.3.5 Динамическая модель резьбового соединения.

$$Q_0 = C_\delta \delta_\delta = C_\sigma \delta_\sigma, \quad (3.21)$$

где C_δ – коэффициент жесткости шпильки Б; C_σ – коэффициент жесткости корпуса и щита Д; δ_δ – величина предварительного сжатия равная по абсолютной величине деформации шпильки; δ_σ – величина предварительного сжатия щита и корпуса.

Уравнение движения массы m_i имеет вид:

$$m_i \ddot{y} + (C_\delta + C_\sigma) y = Q(t) \quad (3.22)$$

или

$$y + p^2 y = \frac{Q(t)}{m_i}, \quad (3.23)$$

где $Q(t)$ – возмущение от вибрирующей массы m_i ; y – перемещение тела (массы m_i); y'' – вторая производная по времени перемещения y ; m_i – масса тела Г, равная массе присоединенной детали Г', приходящаяся на одну шпильку соединения; p – частота собственных колебаний системы, равная

$$p^2 = \frac{C_\delta + C_\sigma}{m} = \frac{Q_0}{m \delta} \left(1 + \frac{C_\sigma}{C_\delta} \right). \quad (3.24)$$

Характер упругих колебаний тела Γ будет зависеть от закона изменения переменного усилия $Q(t)$, которое для данной колебательной системы является возмущающей силой.

Пусть $Q(t)$ является гармонической функцией времени с периодом $T = 2\pi/\omega$:

$$Q(t) = Q_m \sin \omega t, \quad (3.25)$$

где ω – круговая частота возмущения.

Подставляя (3.25) в (3.23) и интегрируя, получим уравнение, которое описывает упругое колебательное движение тела Γ в виде

$$y = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + \frac{q \sin \omega t}{p^2 - \omega^2}, \quad (3.26)$$

где $q = Q_m/m_i$; C_1, C_2 – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий.

Как видно, это решение состоит из двух частей: первые два члена представляют свободные колебания, происходящие с частотой p , а третий член, зависящий от возмущающей силы, представляет вынужденное колебание тела Γ .

Эти колебания имеют тот же период $T = 2\pi/\omega$, что и возмущающая сила. Используя обозначение $q = Q_m/m_i$ и не учитывая свободные колебания (т.к. они быстро затухают), получаем так называемый установившийся режим вынужденных колебаний, определяемых уравнением

$$y = \frac{Q_m}{C_\delta + C_\partial} \left(\frac{\sin \omega t}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \right) \quad (3.27)$$

Множитель $Q_m/C_\delta + C_\partial$ представляет собой перемещение, которое вызывает максимальная возмущающая сила, если она приложена статически, а

множитель $\frac{1}{1 - \omega^2/p^2}$ выражает динамичность действия этой силы. Абсолютная

величина этого множителя обычно называется динамическим коэффициентом. Как видно, динамический коэффициент зависит только от отношения ω/p . При малых значениях этого отношения, т.е. когда частота возмущающей силы мала по сравнению с частотой собственных колебаний, динамический коэффициент близок к единице, и перемещения приблизительно такие же, что и при статическом действии силы $Q(t)$. Когда отношение ω/p приближается к единице, динамический коэффициент и амплитуда вынужденных колебаний неограниченно возрастают. Динамический коэффициент принимает конечное значение, когда частота возмущений становится больше, чем частота свободных колебаний. Его абсолютная величина уменьшается с возрастанием отношения ω/p . Это значит, что если на колеблющееся тело действует сила высокой частоты (ω/p велико), то вызываемые ею колебания имеют малую амплитуду.

Если в системе окажется, что ω близка к p , то амплитуда колебаний тела Γ превысит величину предварительного сжатия δ_0 , и стык раскроется, т.е. раскрытие стыка будет иметь место при определенных соотношениях ω/p и Q_m/Q_0 .

Пользуясь выражениями (3.21) и (3.27), получим условие, при котором наступает раскрытие стыка

$$\frac{Q}{Q_0} \geq \frac{C + C}{C_\delta} \left| \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right) \right|. \quad (3.28)$$

В реальных резьбовых соединениях для обеспечения плотности стыка необходимо, чтобы

$$\frac{C + C}{C_\delta} \left| \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right) \right| > \frac{Q}{Q_0}. \quad (3.29)$$

Этого всегда можно добиться путем подбора соответствующих коэффициентов C_δ и C_ρ .

При несоблюдении условия (3.29), несомненно, произойдет самоотвинчивание резьбового соединения.

Учитывая вышеизложенное, проведены экспериментальные исследования резьбовых соединений с точки зрения изучения явления самоотвинчивания при продольных воздействиях с болтами различной жесткости и различными усилиями предварительной затяжки.

Как видно из (3.28), при определенной жесткости болтов с увеличением отношения ω/p мгновенная остаточная затяжка уменьшается.

Когда отношение частот ω/p приближается к 1, т.е. собственная частота системы p близка к частоте возмущения ω , амплитуда колебаний присоединенной массы принимает большие значения, и она может превзойти величину предварительной деформации деталей соединения, что приведет к периодическому кратковременному раскрытию стыков соединения. Гайка, лишенная силовых связей, в моменты размыкания упругих связей будет поворачиваться под действием неизбежных периодических ударов при закрытии стыков или из-за каких-либо других случайных причин.

С увеличением отношения ω/p мгновенное значение остаточной затяжки увеличивается и приближается к значению предварительной затяжки.

При обеспечении условий (3.29), независимо от продолжительности испытания, самоотвинчивание не наблюдается.

ВЫВОДЫ ПО ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ

1. Показано, что основным определяющим фактором динамического состояния стыковых резьбовых соединений в электрических машинах является уровень аксиальных колебаний в широком диапазоне частот (от 20...20 000 кГц). При этом на процесс ослабления и самоотвинчивания влияют характер нагружения и жесткостные параметры системы.

2. Разработана методика выбора оптимальной жесткости элементов соединения из условия минимизации коэффициента динамичности.

3. Получены критерии предотвращения самоотвинчивания резьбовых соединений, подверженных продольным и поперечным вибрационным воздействиям.

4. Показано, что ослабление предварительной затяжки происходит не только за счет самоотвинчивания, но и за счет релаксации напряжения. На основании проведенных исследований получены выражения для определения величины оптимальной затяжки и ее ресурса.

ГЛАВА 4

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Силы в подшипниках качения электрических машин

В многочисленных работах, опубликованных в последние годы, в качестве математической модели подшипника качения предлагается выбирать модель, значительно полнее отражающую его особенности: погрешности геометрии, влияние зазоров, нелинейные жесткостные свойства, взаимное смещение и перекосы колец, трение в смазочном слое и т.д. При расчете и конструировании машин требуется произвести сравнительную оценку влияния перечисленных факторов на долговечность и учет действия наиболее существенных из них [24,64,86,113,114].

С этой позиции можно определить их влияние на величину силовых импульсов, передаваемых на подшипники.

Величина и частота силовых импульсов обусловлены, кроме перечисленных факторов, и частотой вращения. Частота вращения для проектируемых типов машин бывает заданной. Следовательно, минимизация силовых импульсов может быть произведена за счет оптимизации конструкции с точки зрения виброакустических характеристик, выбора подшипников с пониженным спектральным уровнем виброакустических характеристик и с оптимальными осевыми и радиальными зазорами.

Конструктивные особенности машин охватывают также оптимальный выбор посадочных и присоединительных размеров. В роторных машинах на подшипники качения действуют комбинированные нагрузки постоянного и импульсивного характера, одновременно в осевом и радиальном направлениях.

Осевые усилия в подшипнике перераспределяются на все шарики. Считается, что в радиальных шарикоподшипниках суммарная осевая нагрузка

должна восприниматься всеми шариками и не должна превышать 0,25 от максимально допустимой радиальной нагрузки. В силу нелинейности жесткостных характеристик соприкасающихся элементов подшипников, нарушение этого условия приводит к изменению зон параметрических резонансов со значительными амплитудами. Дело в том, что при отсутствии постоянно приложенных осевых сил за счет радиального зазора наименее нагруженные шарики теряют контакт с нагруженным кольцом, и изменяется жесткость системы. Это приводит к повышению уровня низкочастотных вибраций. Для исключения подобного явления в электрических машинах применяются пружины осевого поджатия, которые создают дополнительные осевые усилия постоянного направления.

Усилия осевого натяга пружины определяются из условия обеспечения контакта шаров с наружным кольцом при номинальной скорости вращения ротора. На распределение радиальной и осевых нагрузок, в зависимости от угловой скорости ротора, влияют и динамические силы от вибрации ротора.

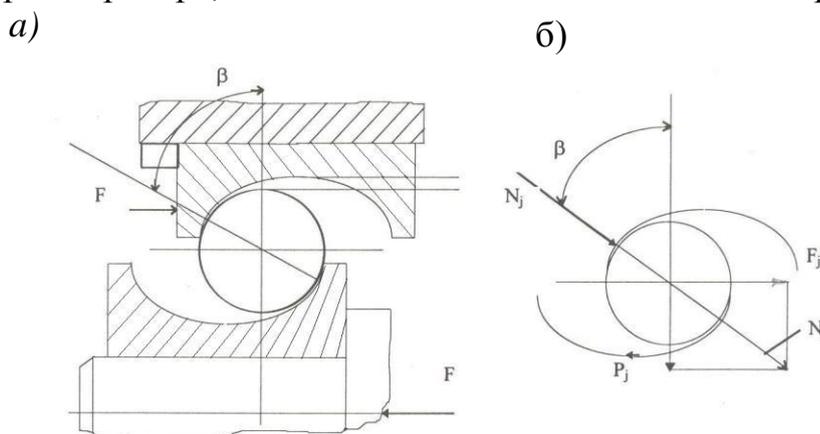


Рис. 4.1. Подшипниковый узел с предварительным осевым натягом: а) схема шарикоподшипникового узла с осевым предварительным натягом; б) усилия действующие на шарик от предварительного натяга, создаваемого предварительно сжатой осевой пружиной (с предварительным натягом)

На примере подшипника с осевой нагрузкой (рис.4.1) рассмотрен механизм перераспределения нагрузок под действием динамических сил, передаваемых от ротора к подшипникам.

Вектор силы N_j (рис.4.1б), действующей на шарик со стороны наружного кольца, раскладывается на две составляющие – радиальную и осевую. Осевая

составляющая F_j — есть часть усилия предварительного сжатия пружины F_0 , приходящегося на один шарик. Радиальная составляющая P_j обжимают кольцо подшипника, фиксируя вал в некотором равновесном состоянии. Равнодействующая радиальная составляющая для невращающегося ротора равна по величине весовой нагрузке, приходящейся на данный подшипник:

$$P = \sum_{j=1}^i P_j, \quad (4.1)$$

где i — число шариков.

Давление на каждый шар при отсутствии осевого усилия, а следовательно, и эпюра распределения нагрузок на внутреннее кольцо подшипника определяется по формуле Штрибека

$$P_j = 4.37 \frac{P}{i} \cos^{3/2} \gamma_i, \quad (4.2)$$

где γ_i — угол между вертикальной осью и осью данного i -го шарика, направленной к центру подшипника.

При осевой нагрузке F и радиальном усилии P со стороны щипа реакция каждого шарика, ориентированного под углом φ к вектору радиальной нагрузки, будет

$$N_\beta = q_\beta N_0, \quad (4.3)$$

где N_0 — реакция наиболее нагруженного шарика ($\varphi = 0$):

$$N_0 = \frac{F}{i \sin \beta} + q \frac{P}{i \cos \beta}. \quad (4.4)$$

Безразмерные коэффициенты q_φ и q выбираются в зависимости от параметра β согласно методике, изложенной в [101]:

$$q_\beta = \frac{F}{P} \operatorname{ctg} \beta. \quad (4.5)$$

При вращении ротора на подшипниках качения, помимо веса ротора, будут действовать динамические нагрузки, обусловленные неуравнове-

шенностью ротора и кинематическим возмущением самих подшипников. В результате произойдет перераспределение реакции шариков, определяемых по выражениям (4.3) и (4.4).

Равнодействующая радиальных составляющих сил для горизонтального ротора будет меняться с частотой гармоник силовых импульсов:

$$P = -(G + P_j), \quad (4.6)$$

$$P_j = \sqrt{\sum_{j=1}^r P_{jk}^2}, \quad (4.7)$$

где P_{jk} – силовой импульс j – й гармоники.

Распределение нагрузки, действующей на внутреннее кольцо подшипника с осевым натягом, показано на рис. 4.1а.

При $q_\beta = 1$ в подшипнике появляется радиальный зазор, так как контакт с внутренним и наружными кольцами теряется. При $q_\beta = \infty$ (ротор не вращается) контакт обеспечивается по всему контуру при любом осевом натяге, отличном от нуля. При вращающемся роторе контакт шаров с наружным кольцом обеспечивается начиная со значения $q_\beta \geq 2.5$ (рис. 4.1а). Значит, для обеспечения контакта шаров с наружным кольцом подшипника осевые усилия будут

$$F \geq 2,5P_{jk} \cdot \max \operatorname{tg} \beta. \quad (4.8)$$

Для электрических машин габаритов 50...63мм $\beta = 27^\circ$ при динамической радиальной реакции, не превышающей $2,5P_{jk} \leq 9,2H$. Тогда максимальная радиальная и осевая реакции наиболее нагруженной опоры будут

$$\begin{aligned} R_{\max} &= G/2 + P_M/2 + \sum \bar{P}_{jk} + F \operatorname{ctg} \beta - F_r \\ A_{\max} &= (G/2 + P_M/2 + \sum \bar{P}_{jk}) \operatorname{tg} \beta + P_{\text{МОС}} \operatorname{tg} \alpha + A, \end{aligned} \quad (4.9)$$

где P_M – сила одностороннего магнитного притяжения; $P_{\text{МОС}}$ – осевая составляющая магнитной силы, обусловленная скосом пазов ротора; α – угол скоса пазов; F_r – радиальная реакция наиболее нагруженной опоры от внешней

нагрузки, приложенной на выходной конец вала; A – осевая реакция от внешней нагрузки; G – вес ротора.

4.2 Спектр динамических нагрузок, действующих на подшипники электрических машин

Долговечность и надежность машин и аппаратов зависят от уровня тех воздействующих факторов, которые интенсивно влияют на процесс физико–механических изменений, приводящих к качественному и количественному изменению нормированных выходных параметров.

В электрических машинах такими воздействующими факторами являются внешние и внутренние возбудители механических колебаний, эксплуатационная среда, токовые нагрузки, температура и т.д. Эти факторы интенсивно влияют также на подшипниковые узлы машины.

Силовые импульсы, возникающие как от кинематического возмущения самих подшипников, так и от внешних возбудителей, в зависимости от динамических характеристик системы, передаются на подшипники, усиливаясь или ослабляясь. Иначе говоря, уровень воспринимаемых подшипниками нагрузок зависит не только от интенсивности возбудителей, но и от конструктивно–технологического исполнения машины. Естественно, оценка надежности и долговечности подшипниковых узлов электрической машины должна исходить из определения реальных условий работы подшипников.

Реальные условия подшипников обусловлены теми силовыми и температурными воздействиями, которые возникают в процессе эксплуатации машины. С учетом усталостной прочности переменные нагрузки по - разному могут влиять на долговечность подшипников в зависимости от частоты их приложения.

Если известна амплитуда ускорения спектральных составляющих вибраций ротора в произвольном направлении, то динамическая нагрузка от данной гармоники, передаваемой на подшипник, будет

$$P_{\partial i} = \frac{1}{2} m_p W_i; \quad (4.10)$$

Эффективное значение динамической нагрузки с учетом амплитуд спектральных составляющих основных гармоник и частот нагружения имеет вид

$$p_{\partial} = \frac{1}{2} m_p \sqrt{\sum_{i=1} W_i^2 K_i^2}, \quad (4.11)$$

где K_i – коэффициент, учитывающий число циклов нагружения внутреннего кольца, определяемый выражением [101].

$$K_i = (f_i / N_b)^{1/\alpha} \quad (4.12)$$

f_i – частота i -й гармоники; N_b – число циклов нагружения внутреннего кольца подшипника при его вращении и при нагрузке постоянного направления,

$N_b = \frac{Z_b [D_0 + d] n}{2 [2D_0] 60}$ – амплитуда ускорения i -й гармоники ротора; Z –

число тел качения; D_0 – средний диаметр подшипника, проходящей через центр тел качения; n – частота вращения ротора; d – диаметр шарика.

Работоспособность и долговечность подшипников качения с учетом теплодинамических превращений смазки

Для реализации вышеизложенного были проведены серии испытаний на малых электрических машинах габаритов 50...80 мм с роторами на подшипниках качения с постоянно заложенной смазкой, с двусторонними защитными шайбами типов 60200, 602201, 602203, 602204 со смазкой типа ЛИТОЛ–24, ЛЗ–31 и ЦИАТИМ–221. Количество испытуемых машин – 50, число испытуемых подшипников – 100. Подшипниковые узлы были снабжены устройствами обогрева до 150°С. На основании проведенных испытаний были построены экспериментальные зависимости срока службы подшипников от частоты

вращения внутреннего кольца n и температуры узла t для различных типов смазок (рис. 4.2 и 4.3).

Обозначив отношение текущего значения срока службы к максимальному через коэффициенты K_1 (для зависимости срока службы от частоты вращения $K_1 = h_T/h_{\max}$) и K_2 (для зависимости срока службы от температуры подшипникового узла $K_2 = f(t)$) получаем новые зависимости выражающие влияние температуры узла и частоты вращения на срок службы.

Из диаграмм приведенных на рис.4.2 и 4.3 видно, что эти зависимости подчиняются вейбуловскому распределению и могут быть аппроксимированы уравнениями

$$K_1 = \exp \left[1 - \left| \frac{n_k - n_p}{n_k - n_0} \right|^{-m_1} \right], \quad (4.13)$$

$$K_2 = \exp \left[1 - \left| \frac{t_k^0 - t_p^0}{t_k^0 - t_0^0} \right|^{-m_2} \right], \quad (4.14)$$

где n_0 – минимальное число оборотов, при котором для данного ротора в подшипнике образуется масляная пленка. Для испытываемых машин: $n_0 = 300 \text{ об/мин}$; n_k – предельное число оборотов для данного типа подшипников с консистентной смазкой; n_p – рабочая скорость вращения ротора; t_0^0 – та минимальная температура, которая не влияет на срок службы подшипника. Для выбранных типов смазок: $t_0^0 = 70^\circ \text{ C}$, t_p^0 – рабочая температура подшипника, t_k^0 – температура каплепадения данной смазки.

Показатель m_1 зависит от данного типа смазки и определяется по формуле [101]

$$m_1 = \left(\sum_{i=1}^m \ln(1 - \ln k_{li}) \right) / \ln \prod_{i=1}^m \left| \frac{n_k - n_p}{n_k - n_0} \right|. \quad (4.15)$$

Показатель m_2 может быть аппроксимирован наподобие формулы для m_1 выражением

$$m_2 = \frac{\sum_{i=1}^m \ln(1 - \ln k_{2i})}{\ln \prod_{i=1}^m \left(\frac{t_i^k - t_i^0}{t_i^k - t_i^0} \right)}, \quad (4.16)$$

где m – число данных для получения зависимости (4.15); k_{1i} – текущие значения коэффициента k_1 , определяемые из диаграммы при различных скоростях вращения n_i ($i=1,2,3,\dots$); k_{2i} – текущие значения коэффициента k_2 , определяемые из диаграммы при различных температурах t_i^0 ; t_i^0 – температура подшипникового узла на i -ом эксперименте.

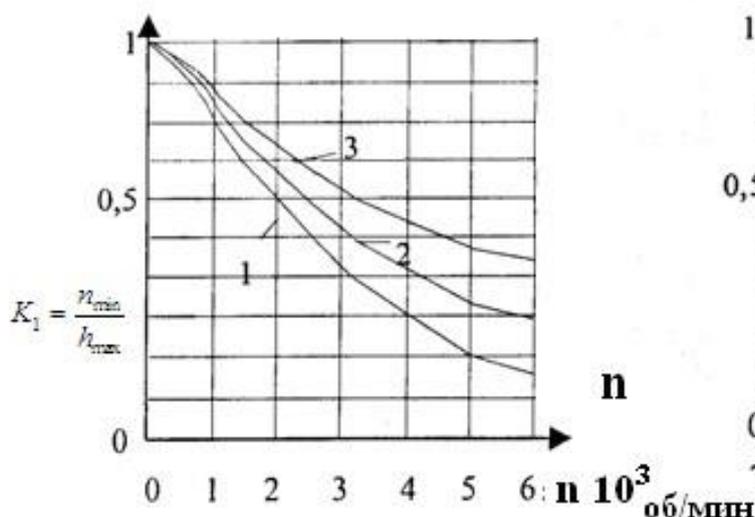


Рис. 4.2. Зависимость срока службы подшипника с постоянно заложеной смазкой от скорости вращения со смазкой: 1–Литол–24, 2–ЛЗ–31, 3–ЦИАТИМ–221

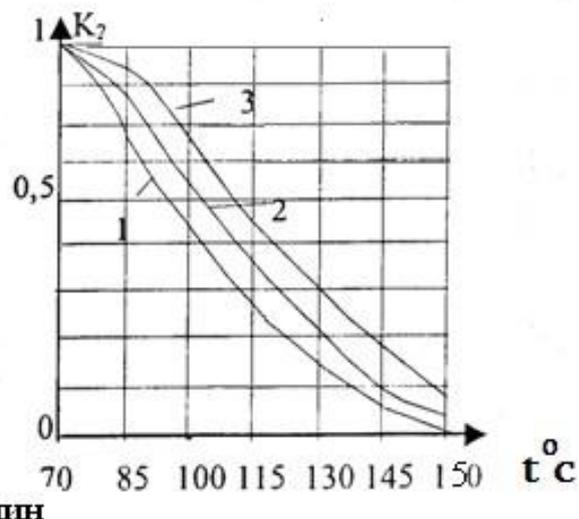


Рис. 4.3. Зависимость срока службы подшипника с постоянно заложеной смазкой от температуры узла со смазкой 1–Литол–24, 2–ЛЗ–31, 3–ЦИАТИМ–221

Значения m_1 и m_2 для смазок ЛИТОЛ 24, ЛЗ–31 и ЦИАТИМ–221 в подшипниках 1–го класса точности с постоянно заложеной смазкой, диаметром внутреннего кольца от 10 до 25 мм, приведены в табл. 4.1.

Тогда с учетом срока службы смазки долговечность подшипникового узла можно определить выражением:

$$L = L_n e^{K_1 + K_2}, \quad (4.17)$$

Таблица 4.1

Значения показателей m_1 и m_2 для различных типов смазок

ТИП смазки	m_1	m_2
Литол-24	3,356	1,748
ЛЗ-31	2,717	1,889
Циатим-221	2,065	2,364

где L_n – долговечность подшипника в часах, определяемых из условия усталостной прочности

$$L_n = \frac{10^6 (C)^3}{60n \left(\frac{Q}{Q} \right)}.$$

Здесь Q – эквивалентная нагрузка на подшипнике, C – динамический коэффициент работоспособности подшипника.

Как известно, эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников определяется как функции от радиальных и осевых реакций опор. Поскольку роторные машины работают в условиях динамических виброперегрузок, то в эквивалентной нагрузке должны быть учтены динамические нагрузки от собственных вибраций машин. Тогда, с учетом вышеизложенного, формула определения эквивалентной нагрузки будет иметь вид

$$Q = \left[x(vF_r + R_g) + y(F_\alpha + R_\alpha) \right] K_\sigma, \quad (4.18)$$

где F_r и F_α – статическая радиальная и осевая реакции опоры соответственно, R_g и R_α – динамические радиальные и осевые реакции опор, определяемые по формулам

$$R_g = 0.5m_p \sqrt{\sum_{i=1}^n W_{Ri}^2} \gamma_i, \quad R_\alpha = 0.5m_p \sqrt{\sum_{i=1}^n W_{ai}^2} \gamma_i, \quad v = \frac{(N_b)^2}{\left(\frac{f_1}{f_1} \right)}; \quad (4.19)$$

где m_p – масса ротора; W_{Ri} и W_{ai} – амплитудные значения спектральных составляющих виброускорений в радиальном и осевом направлениях соответственно; i – число гармоник в спектре; x и y коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; v – коэффициент вращения колец; K_σ – коэффициент безопасности;

Расчеты проведенные по выражениям (4.15)...(4.18) для электродвигателей габарита 50...63 мм показали хорошую сходимость расчетных значений долго-вечности подшипниковых узлов с данными, полученными статистическими запросами эксплуатации машин.

Погрешности расчетных значений от эксплуатационных не превышают 10...12%.

Надежность подшипниковых узлов с учетом воздействия динамических нагрузок

Современный уровень технического прогресса позволяет создавать машины и конструкции, которые обладают высокой надежностью. Основанием для этого служит комплекс мер, применяемых на стадиях проектирования, изготовления, монтажа и эксплуатации.

Обеспечение высокой надежности машин на стадии проектирования связано с выбором рациональных конструктивных схем и надлежащего расчета всех воздействующих факторов, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации. Решение этой проблемы предусматривает установление качественных и количественных закономерностей, а также методов оценки влияния различных факторов на долговечность отдельных узлов. Решение этой задачи открывает пути для научно обоснованного назначения ресурса, а также анализа и синтеза машин с учетом параметров надежности для выбора конструктивных и технологических решений, обеспечивающих назначенные показатели долговечности.

Правильное прогнозирование ресурса машин зависит от точности расчетных показателей надежности отдельных узлов.

Анализ результатов эксплуатационных данных, а также экспериментальные исследования показали, что расчетные показатели надежности подшипниковых узлов электрических машин намного отличаются от фактических. Причиной этого является неучет довольно весомых воздействующих эксплуатационных факторов в расчетной модели надежности. Такими факторами являются динамические перегрузки и режимы смазывания.

Силовые и кинематические воздействия на подшипниковые узлы носят довольно сложный характер. Поведение подшипников существенно зависит от их взаимодействия с конструктивными элементами машины, а также характера и интенсивности температурных и вибрационных воздействий.

При создании модели расчета надежности подшипниковых узлов необходимо рассмотреть процессы деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения при переменных нагрузках и температурах.

Чтобы судить о показателях безотказности и долговечности подшипниковых узлов, недостаточно располагать только статистической информацией или основываться на результатах стендовых или натурных испытаний. Сбор статистической информации связан с определенными трудностями контроля эксплуатации машин. Во многих организациях нарушение режимов эксплуатации приводит к неправильным результатам информационных данных. А рассчитывать на накопление статистической информации на основе стендовых испытаний, настолько затягиваются, что наступает моральное старение данного изделия. В связи с этим для оценки показателей безотказности и долговечности механических систем иногда прибегает к расчетно-теоретическим методам, основанным на статистических данных относительно свойств материалов, нагрузок и воздействий.

Вероятность безотказной работы подшипникового узла, т.е. вероятность того, что на заданном отрезке времени отказ не возникнет, служит одним из основных показателей при расчете на надежность.

В дальнейшем полагаем, что эксплуатация объекта происходит непрерывно, продолжительность эксплуатации выражена в единицах времени t и начата в момент времени $t = 0$.

Статистическую оценку вероятности безотказной работы можно получить, обратив результаты испытаний на надежность достаточно больших выборок. Способ вычисления оценки зависит от плана испытаний. Вероятность отказа на отрезке $[0, t]$ можно выразить в виде [30,37]

$$Q(t) = 1 - P(t), \quad (4.20)$$

где $P(t)$ – надежность рассматриваемого узла.

В расчетах на надежность широко применяется еще один показатель – интенсивность отказа, который связан с функцией надежности выражением

$$\lambda(t) = -P'(t)/P(t), \quad (4.21)$$

где $P'(t)$ – производная функции надежности по времени.

Поскольку электрические машины малой мощности считаются невозстанавливаемыми изделиями, то время до первого отказа имеет смысл срока службы. Тогда, считая интенсивность отказа заданной из (4.21) при начальных условиях $P(0) = 1$, будем иметь

$$P(t) = \exp \left[- \int_0^t x(t) dt \right]. \quad (4.22)$$

Ресурсные испытания и наблюдения над большими выборками подшипниковых узлов малых электрических машин показывают, что интенсивность отказа изменяется по закону распределения Вейбулла и имеет вид

$$\lambda(t) = (t/t_c)^{\beta}, \quad (4.23)$$

где t – назначенный срок службы подшипника; t_c – математическое ожидание плотности вероятности отказов.

Для подшипниковых узлов малых электрических машин, согласно [30] математическое ожидание случайной величины определяется

$$t_c = \sum_{i=1}^n t_{ci} t_p, \quad (4.24)$$

где n – число наблюдений; t_{ci} – вероятность случайной величины за время $t_i = \alpha_i t_p$; t_p – расчетное время наработки подшипника; α – параметр масштаба.

Для двигателей габаритов 50...63 при выборке 100 из каждого типоразмера получены следующие распределения вероятности случайной величины t_{ci} , приведенной в табл.4.2.

Согласно значениям табл.4.2 математическое ожидание t_c будет

$$t_c = 5.112 t_p.$$

С учетом (4.22) и (4.24) надежность подшипникового узла выразится соотношением [101]

$$P(t) = \exp \left[- \frac{t}{5.112 t_p} \right]^\beta. \quad (4.25)$$

Таблица 4.2

Распределение вероятности t_{ci} для подшипниковых узлов электродвигателей габаритов 50÷63

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
α	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
t_{ci}	0,998	0,979	0,969	0,9588	0,95	0,9387	0,9287	0,9191	0,9097	0,9

Имея экспериментальные значения надежности подшипникового узла для произвольно выбранных i – ых промежутков времени, можно определить усредненное значение показателя β .

Усредненное значение показателя β с учетом (4.25) имеет вид

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n \ln(1 - P_i(t))}{\sum_{i=1}^n \ln \left(\frac{t_i}{5.112 t_p} \right)},$$

где $P_i(t)$ – надежность подшипникового узла для i – ого промежутка времени,

$t_i - i$ – й промежуток времени в долях t_p .

Усредненное значение β для двигателей габаритов 50...63 будет $\beta = 1,34$.

Окончательное выражение надежности подшипникового узла электродвигателей габаритов 50÷63 примет вид

$$P_{\bar{i}} = \exp \left\{ \left[- \frac{t}{5,112 t_p} \right]^{1.34} \right\}. \quad (4.27)$$

Здесь расчетное время наработки подшипника T_p с учетом динамических перегрузок и температурных воздействий, согласно (4.17), определяется выражением

$$T_p = L e^{k_1 + k_2}. \quad (4.28)$$

Для реализации методики расчета долговечности и надежности подшипниковых узлов электродвигателей составлена программа расчета.

Сравнительные результаты расчетов и экспериментальных значений долговечности подшипниковых узлов двигателей типов АИ50В2, АИ56В2, АИ63В2 и АИ63А4Тр приведены в табл. 4.3 и 4.4.

Таблица 4.3

Результаты расчетов и экспериментальных значений долговечности подшипниковых узлов двигателей габаритов 50÷63

Тип двигателя	Расчетная долговечность по ГОСТ 18855–82, тыс. час	Расчетная долговечность по предложенной методике, тыс. час	Экспериментальное значение долговечности, тыс. час
АИ50В2	125,0	24,2	22,5
АИ56В2	97,5	24,0	23,0
АИ63В2	77,2	23,8	22,0
АИ63А4Тр	65,2	24,0	20,0

Как видно из таблиц, предложенная методика позволила за счет учета температурных и вибрационных воздействий на подшипниковый узел умень-

шить погрешность расчетной оценки долговечности и надежности на несколько порядков.

Таблица 4.4

**Результаты расчетов и экспериментальных значений надежности
подшипниковых узлов двигателей габаритов 50÷63**

Тип двигателя	Расчетные значения ВБР по существующим методикам за 20 000 час	Расчет ВБР по предложенной методике	Экспериментальные значения ВБР
АИ50В2	0,99	0,905	0,9
АИ56В2	0,99	0,91	0,9
АИ63В2	0,99	0,93	0,9
АИ63А4Тр	0,99	0,9	0,89

**4.5 Методика экспрессных испытаний асинхронных
двигателей на надежность**

Методы ускоренных испытаний на надежность асинхронных двигателей не всегда пригодны в условиях серийного производства, когда, помимо контроля количественных показателей надежности (КПН), требуется оперативно выявлять дефекты изготовления и вводить необходимые коррективы в технологию производства. Такие задачи, как правило, решаются применением экспрессных методов испытаний, максимально обеспечивающих сокращение длительности испытаний и обладающих необходимой чувствительностью выявлений КПН в зависимости от технологических дефектов производства. Экспрессные методы испытаний на надежность не нашли широкого применения в электромашиностроении прежде всего, из-за отсутствия соответствующих методов и средств их реализации [36].

В этом смысле настоящая работа является одной из первых [39].

В работе предлагается модель экспрессных испытаний на надежность на примере асинхронных двигателей малой мощности (АДММ), но ее основные положения могут быть распространены на электродвигатели всех типов-размеров [2].

На кривой интенсивности отказов (Рис.4.4) выделяются три участка: период повышенной интенсивности отказов (T), период установившегося состояния (t^*) и период интенсивного износа и старения (t_{II})[45].

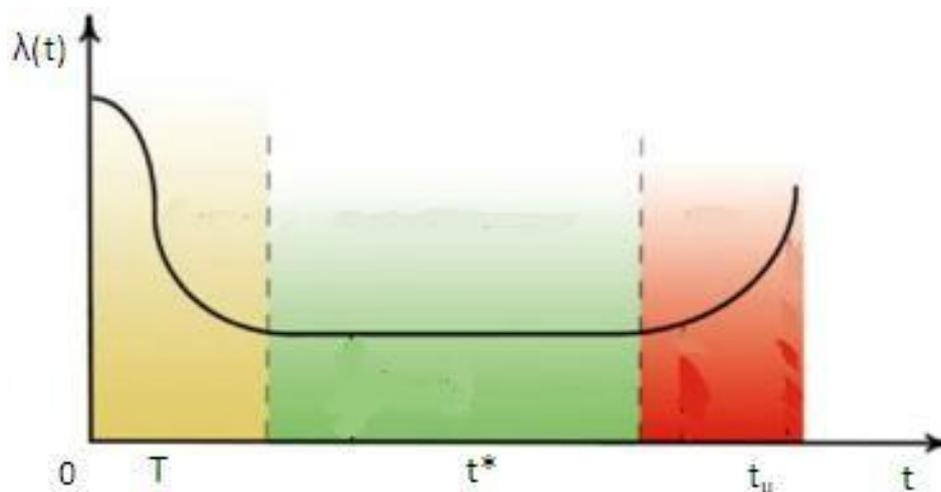


Рис. 4.4 Изменение интенсивности отказов АДММ во времени.

В период установившегося состояния в АДММ могут происходить внезапные отказы, которые носят случайный характер. Физическая природа таких отказов обусловлена внезапной концентрацией внутри и вне двигателя. Случайность возникновения внезапных отказов проявляется в том, что события происходят неожиданно и нерегулярно. Однако в достаточно большие и приблизительно равные промежутки времени они повторяются примерно с одинаковой интенсивностью [2]. Очевидно, что в этом интервале функция распределения интенсивности отказов подчиняется экспоненциальному закону.

Когда время эксплуатации двигателя достигает значения $(T+t^*)$, начинают сказываться износ и старение его составных частей. Явления износа и старения имеют место и в период t^* , но они, как правило, к отказу изделия в

целом не приводят. Интенсивность отказов в интервале (t_{II}) подчиняется нормальному закону распределения.

Исследования показывают, что дефекты изготовления двигателей, связанные с недостаточным уровнем входного контроля, нарушением технологии изготовления, а также низким уровнем межоперационного и конечного контроля, проявляются в основном на участке эксплуатации около 1000 ч. [2], а для АДММ – в пределах 1500...2000 ч. [2,45].

При разработке метода экспрессных испытаний на надежность учитывалось, что время t , в течение которого задается вероятность безотказной работы (ВБР) двигателя, складывается из времени периода повышенной интенсивности T и времени установившегося состояния t^* :

$$t = T + t^* .$$

Тогда

$$P(t) = P(T + t^*) = P(T) + P(t^*) , \quad (4.29)$$

где $P(t)$ – нормированная ВБР двигателя; $P(T)$ и $P(t^*)$ – ВБР двигателя соответственно за время T и t^* .

Выбор законов распределения времени безотказной работы за периоды T и t^* осуществлен на основе сбора и обработки экспериментальных и эксплуатационных данных надежности АДММ [2,45].

Для периода T распределение времени безотказной работы описывается двухпараметрической зависимостью Вейбулла

$$P(T) = \exp(-t^{m/a}) , \quad (4.30)$$

где a – параметр масштаба ($a = 8,94$); m – параметр формы ($m = 0,165$).

Параметры распределения определялись графическим способом [27÷30].

Оценка степени согласованности теоретического и статистического распределения времени безотказной работы произведена критерием согласия Пирсона χ^2 (хи-квадрат) [2].

Полученное значение $P_{\chi^2} = 0,94$ позволило сделать вывод о представительности собранных данных и о правильности выбранного закона.

Для периода установившегося состояния получено экспоненциальное распределение времени безотказной работы

$$P(t^*) = e^{-\lambda t}, \quad (4.31)$$

где λ – интенсивность отказа за время t^* , при этом $\lambda = 0,37 \times 10^{-5}$, для двигателей с $T_0 = 10000$ ч. и $\lambda = 0,67 \times 10^{-5}$ для двигателей с $T_0 > 10000$ ч.

Здесь T_0 – средняя наработка двигателя до отказа.

Оценка степени согласованности теоретического и статистического распределения за период t^* также проведена с помощью критерия согласия Пирсона, при этом получено $P_{\chi^2} = 0,91$ [2].

Базируясь на аналитических представлениях (4.29)...(4.31), при экспрессных испытаниях достаточно определить или подтвердить $P(T)$ и, используя расчетное значение $P(t^*)$, найти ВБР двигателя за наработку t . При этом испытание за период T можно проводить как в ускоренном режиме, так и при номинальных условиях эксплуатации.

Планирование испытаний проводится с учетом закона (4.30), исходя из уровня ожидаемой или подтверждаемой ВБР за время T . При ускоренных испытаниях форсируются температура окружающей среды, а также радиальные статистические и динамические нагрузки на подшипник. Коэффициент ускорения испытаний (K_y) определяется из отношения

$$(K_y) = T/T_u,$$

где T_u – продолжительность испытаний, ч.

Температура двигателя в процессе испытаний не превышала максимально допустимую температуру эксплуатации применяемых в подшипниковых узлах смазок.

Разработанная методика доведена до уровня отраслевого руководящего документа (РД 16.528–89 “Двигатели асинхронные малой мощности”. Методика экспрессных испытаний на надежность двигателей габаритов 50...63мм)[34].

4.6. Испытательное оборудование для проведения ускоренных и экспрессных испытаний электрических машин на надежность

Ресурсные испытания на надежность неэффективны из-за своей продолжительности и трудоемкости. Сроки службы машин и отдельных деталей и узлов исчисляются годами. Поэтому единственный путь оценки надежности за короткий срок является метод ускоренных испытаний, что требует разработки соответствующего испытательного оборудования.

Испытательное оборудование для проведения ускоренных испытаний на надежность должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечить проведение испытаний в условиях, наиболее близких к эксплуатационным;
- продолжительность испытаний должна быть возможно минимальной;
- обеспечить адекватность физических процессов износа и старения при ускоренных испытаниях с эксплуатационными [35] .

Нами разработаны и изготовлены стенды ускоренных испытаний на надежность асинхронных электродвигателей, которые внедрены на ряде крупных заводов отрасли.

В состав стенда входят:

- испытательная камера;
- блок питания;
- шкаф управления.

В испытательной камере размещена трехъярусная металлоконструкция рамочного типа, на которой можно смонтировать до 50 двигателей с виброизолированными друг от друга нагрузочными устройствами, которые обеспечивают необходимые нагрузки на испытываемые элементы.

Опыт эксплуатации асинхронных двигателей показывает, что наименее надежными узлами являются обмотка статора и подшипниковый узел, отказы которых составляют 95...98% всех отказов, поэтому на стенде предусмотрена возможность широкого форсирования нагрузок именно на эти узлы.

Здесь предусмотрено проведение ускоренных испытаний на надежность как отдельно (обмотки и подшипникового узла), так и совместные испытания.

Раздельные испытания двигателя производятся в два этапа. На первом этапе двигателя испытываются с повышенным воздействием радиальной нагрузки на подшипниковый узел. Величины максимальной радиальной нагрузки на подшипниковые узлы (Рис.4.5) выбираются исходя из условий:

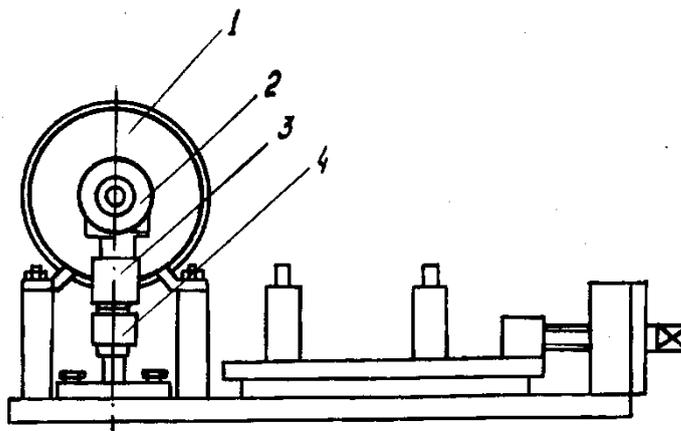


Рис.4.5 Нагружение подшипникового узла.

- обеспечения контактной прочности элементов подшипников;
- обеспечения условия неразрывности масляной пленки;
- предотвращения недопустимых перегревов подшипника;
- обеспечения прочности вала.

Обеспечение повышенных оборотов достигается разностью диаметров шкивов. Для реализации форсированной нагрузки подшипникового узла на свободный конец вала насаживается технологический подшипник и с помощью прижима, в котором установлена оттарированная пружина сжатия, подается усилие на подшипниковый узел испытуемого двигателя. Конструкция прижима дает возможность с помощью специальной гайки и стакана на котором

нанесена градуировка, регулировать величину радиальной статической нагрузки на подшипниковый узел.

Продолжительность первого этапа испытания с форсированной статической нагрузкой зависит от коэффициента ускорения (K_{yn}).

В зависимости от типа двигателя K_{yn} выбирается в пределах от 12 до 20.

На втором этапе двигателя испытываются с повышенным воздействием на обмотку статора с использованием метода взаимного нагружения (рис.4.6). В качестве нагрузочного двигателя предусмотрен идентичный с испытуемым двигатель, связанный с ним клиноременной передачей и работающий в генераторном режиме. Нагрузка на испытуемый двигатель обеспечивается разностью диаметров шкивов.

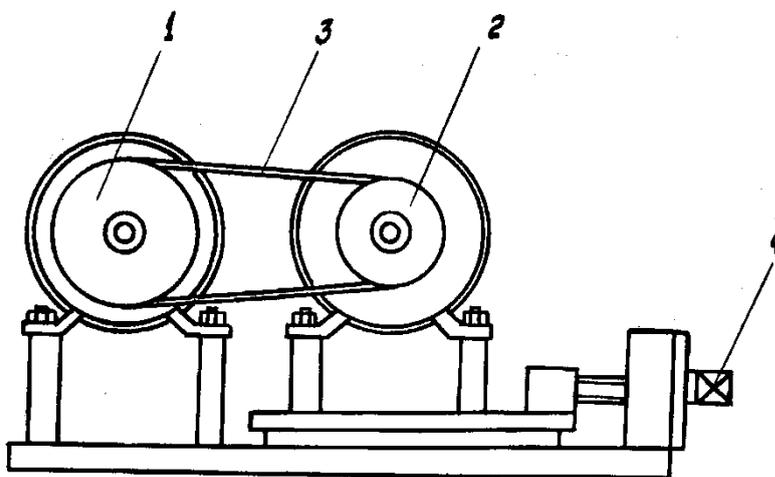


Рис. 4.6. Нагружение обмотки статора

Испытательная температура и уровень коммутационных перенапряжений (количество реверсов) выбираются исходя из исполнения двигателя и класса нагревостойкости системы изоляции. Форсирование температурного режима производится в испытательной камере.

Принципиальная электрическая схема стенда приведена на рис.4.7.

Перед началом второго этапа испытаний устанавливаются необходимые пределы температуры на контактных термометрах КД1 и КД2, которые через усилители УКТ1 и УКТ2 связаны с трубчатыми электронагревателями ТЭН1 и

ТЭН2. При включении стенда начинается подогрев воздуха в камере. После достижения необходимого температурного режима с контактных термометров подается сигнал на усилители, которые отключают трубчатые электронагреватели. Для равномерного распределения тепла в камере использован вентилятор для перемешивания воздуха (ДВ), который работает синхронно с нагревателями.

Необходимое число коммутационных перенапряжений обеспечивается программными реле времени (РВ1 и РВ2) и тиристорными пускателями (ТП1 и ТП2). Исходя из количества реверсов в час, на программных реле устанавливается промежутки времени, через которые подаются сигналы на соответствующие контакты тиристорных пускателей, которые производят бесконтактное реверсирование испытуемых и нагрузочных двигателей.

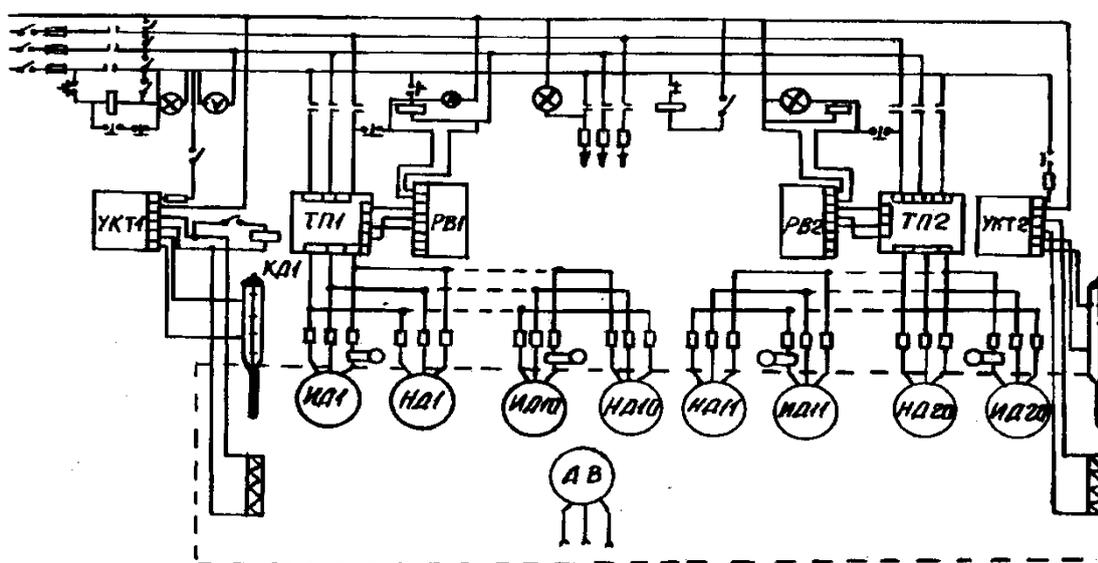


Рис. 4.7. Принципиальная электрическая схема стенда.

Продолжительность второго этапа испытаний зависит от коэффициента ускорения воздействующих факторов на обмотку статора (K_{yob}), который вычисляется в зависимости от испытательной температуры и уровня коммутационных перенапряжений. В зависимости от типа двигателя K_{yob} выбирается в пределах от 8 до 10.

Для тех случаев, когда методикой ускоренных испытаний предусмотрено совместное нагружение подшипникового узла и обмотки статора, стенд укомплектован специальным нагрузочным устройством.

Нагрузочное устройство содержит установленную на выходной конец вала электродвигателя втулку, на торце которой перпендикулярно оси расположен отлитый совместно со втулкой диск. На втулку насажен подшипник нагружения, у наружного кольца которого установлен прижим, нагружающий подшипниковый узел электродвигателя. Прижим установлен на опоре и снабжен пружиной, регулирующей нагрузки на подшипниковый узел.

Нагрузочное устройство снабжено вентилятором 20, служащим для нагружения обмотки электродвигателя. Вентилятор имеет фрикционную передачу в виде колеса, который приводится в движение от диска 5.

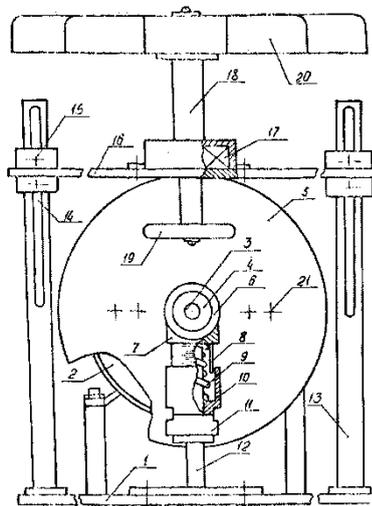


Рис. 4.8. Нагрузочное устройство для форсирования статических и динамических нагрузок на подшипники и обмотки статора

Вентилятор с колесом укреплен на передвижной опоре, позволяющей регулировать величину нагрузки, при перемещении которой меняется точка соприкосновения колеса с диском, и таким образом изменяется скорость вращения вентилятора, а значит и величина нагрузки на обмотку.

На рис.4.8 представлено нагрузочное устройство для испытаний электродвигателя 2, которое содержит втулку 3 с диском, отлитым совместно с

втулкой, и подшипник нагружения 4, насаженный на втулку. Прижим, установленный под подшипником нагружения и воздействующий через него на подшипниковый узел испытуемого электродвигателя, состоит от стакана 7, который опирается на пружину 9, вставленную во втулку 10, поджимающуюся, в свою очередь гайкой 11. Прижимное устройство собрано на оси 12 и закреплено на опоре 1. На стойке 13 выполнены пазы 14, в которых с помощью болтовых соединений 15 укреплена передвижная опора 16. На передвижной опоре с помощью подшипника 17 установлены нагрузочный вентилятор 20 и колесо 19.

Устройство работает следующим образом.

Втулка 3 с диском 5 закрепляется на выходном конце вала испытуемого электродвигателя 2. На втулку насаживается подшипник нагружения 17, к которому подводится и закрепляется на общей опорной плите 1 прижим. Нагрузочный вентилятор 20 с передвижным колесом 19 устанавливается на передвижной опоре 13 таким образом, чтобы колесо 19 плотно соприкасалось с диском 5. При включении испытуемого электродвигателя вентилятор 20 приводится во вращение, обеспечивая нагрузку на обмотку электродвигателя.

Для удобства регулирования на диске наносится соответствующая градуировка.

Статическая нагрузка на подшипниковый узел создается воздействием прижима на подшипник нагружения 17, а через него - и на подшипниковый узел электродвигателя.

Сила воздействия прижима на подшипник регулируется пружиной 9, которая поджимается гайкой 11, а шкала, нанесенная на стакане 5, показывает величину нагрузки.

Динамическая нагрузка на подшипник испытуемого электродвигателя создается путем закрепления грузиков в отверстиях 21 на диске 5.

Применение нагрузочного устройства дало возможность:

- широкого форсирования нагрузок на обмотку и подшипниковый узел электродвигателя при ускоренных испытаниях на надежность;
- проведения как отдельных, так и совместных ускоренных испытаний на надежность обмотки и подшипникового узла электродвигателя;
- увеличения коэффициента ускорения;
- точного установления величин нагрузок на обмотку и подшипниковый узел.

Получено авторское свидетельство для нагрузочного устройства [38,41] .

ВЫВОДЫ ПО ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ

1. Выведены формулы для усовершенствования методов оценки усталостной прочности, работоспособности, долговечности и надежности подшипниковых узлов с учетом физико-механических характеристик конструктивных элементов и параметров теплодинамических превращений смазки.
2. Разработаны и внедрены методики экспрессных испытаний на надежность и долговечность электрических машин, применяемые в настоящее время в электротехнической промышленности на уровне руководящих документов (РД).
3. Разработаны и внедрены соответствующие испытательные оборудование и нагрузочные устройства для проведения ускоренных и экспрессных испытаний на надежность и долговечность электрических машин, эксплуатируемых на ряде заводов отрасли (УЗЭД, ТЗМД, ЕЭД и др.).

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. На основании проведенных исследований показано, что эксплуатационный зазор и нелинейный характер контактной жесткости подшипников качения оказывают решающее влияние на уровень спектральных составляющих вибраций электрических машин. Получено максимально допустимое значение эксплуатационного радиального зазора подшипника, при котором его величина не влияет на уровень вибраций для конкретной массы ротора. Показано, что с увеличением веса ротора значение максимально допустимого (оптимального) зазора увеличивается, и снижение уровня вибраций может быть достигнуто либо уменьшением эксплуатационного зазора в подшипнике, либо повышением линейной податливости опор. При использовании в конструкции машины подшипников определенного класса точности рекомендовано регулирование зазора произвести изменением посадки подшипника на вал, при этом эксплуатационный зазор должен быть не менее толщины граничного слоя масляной пленки.
2. С использованием полученных критериев устойчивости вращающихся уравновешенного и неуравновешенного роторов электрических машин на нелинейных опорах определены границы области их неустойчивости. Показано, что область неустойчивости, лежащая вблизи границ двойной частоты вращения, является наиболее опасной и названа главной областью динамической неустойчивости.
3. На основании проведенных исследований динамики гибких роторов получены функции нелинейной инерционности системы и формулы по определению амплитудно-частотных характеристик, что позволило раскрыть причину смещения частотных кривых в сторону низких частот.

Показано, что если система имеет еще и нелинейность, то она может попасть в область динамической неустойчивости.

4. Получены критерии предотвращения самоотвинчивания стыковых резьбовых соединений электрических машин и разработана методика выбора оптимальной жесткости элементов соединения из условий сохранения плотности стыка и минимизации коэффициента динамичности.
5. Усовершенствованы существующие методы оценки надежности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин с учетом физико-механических характеристик конструктивных элементов и параметров теплодинамических превращений смазки.
6. Разработаны и внедрены экспрессный метод испытаний на надежность и долговечность электрических машин на уровне руководящего документа (РД) и соответствующие испытательные оборудования и нагрузочное устройство для проведения экспрессных и ускоренных испытаний, за которое получено авторское свидетельство.
7. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, разработанные методики и испытательные оборудования в настоящее время применяются на ряде предприятий Армении и других стран (ААЭС, НИИ Арматом, Русал-Арменал, РазТЭС, УЗЭД, ТЗМД, ЕЭД и др.). Соответствующие акты приведены в приложении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акимова Н.А., Котеленец Н.Ф., Сентюрихин Н.И. Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт электрического и электромеханического оборудования.- М.: Академия, 2008. — 304 с.
2. Артемян Г.Л., Тен Б.Н., Геворкян А.В. Метод экспрессных испытаний на надежность асинхронных двигателей малой мощности // Изв. Высших учеб.завед. Сер. Электромеханика. -М.,1990. - №4. - С.29-32.
3. Алексеев Н.И., Зобнин А.П., Кельзон А.С. О линеаризации динамической роторной системы // ДАН СССР. – 1972.- Т.205, №1.- С.44-47.
4. Амбарцумян С.А. Некоторые особенности колебания пластинок в магнитном поле // Изд-во., АН СССР. Механика твердого тела.- М., 1983 .- №4. -С.197-200.
5. Амбарцумян С.А., Белубекян М.В. Колебание и устойчивость тонкостенных, упругих пластин.- Ереван: Изд-во., АН Армении, 1992.- 125с.
6. Анапольский Л.Ю., Матросов В.М. Вектор–функции Ляпунова и их построение.- Новосибирск: Наука, Сибирское отделение, 1980. - 315с.
7. Астахов Н.В. Математическое моделирование вибраций асинхронных машин. - Кишинев: Штиинца, 1987. - 176 с.
8. Астахов Н.В., Железнев Е.М. Определение взаимосвязи между вибрациями и конструкторско–технологическими параметрами асинхронных машин. –М.: Изд-во МЭИ, 1976. - с.8-12.
9. Астахов Н.В., Юргенсов Т.С. Вопросы проектирования оптимальных электромеханизмов с пониженным уровнем вибраций // Труды МЭП.-1984.- Вып.25.- С. 5-13.
- 10.Ахметшина М.В., Прус В.В. Подход к учету вибрационных параметров асинхронных двигателей при изменении состояния конструктивных элементов // Вестник КДУ им. Михаила Остроградского .- 2010. - Вып. 4, Часть 3.- С. 77 - 82.
11. Бабаков И.М. Теория колебания. - М.: Наука, 1965. - 560с.

12. Баданин Е.Ю., Дрозденко В.А. Диагностика и анализ вибрационного состояния ГЦН энергоблока БН-600 // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. - 2009. - N 2. - С. 30-34.
13. Бальмонт И.М. О вынужденных колебаниях ротора на нелинейных шарикоподшипниках // Изв. Вузов. Электромеханика.-№10.- 1985.- С.38-41.
14. Баранов А.В. Надежность и диагностика технологических систем. – Рыбинск: РГАТА, 2006. – 138 с.
15. Барбашин Е.А. Введение в теорию устойчивости движения. –М.: Наука, 1967. - 254с.
16. Барбашин Е.А. Функция Ляпунова. – М.: Наука, 1970.- 215с.
17. Барков А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. - СПб.: Изд. центр СПб ГМТУ, 2000. – 169 с.
18. Беллман Р. Теория устойчивости решений дифференциальных уравнений: Пер. с. англ. – М.: ИЛ, 1954.- 285с.
19. Блакер О. Анализ нелинейных систем.- М.: Мир, 1969.- 410 с.
20. Блейх Ф. Устойчивость металлических конструкций. Физматгиз,- М.: 1959.- 418с.
21. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем.-М.: Наука,1971.- 896 с.
22. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний.- М.: Наука, 1974. - 205 с.
23. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. -М.: Гостехиздат, - 1956. - 600с.
24. Борисюк Д. В. Виброакустическая диагностика дефектов и неисправностей подшипников качения// Вибрации в технике и технологиях. - Винница, 2014. - № 4 (76).- С.50 – 53.
- 25.Боярников В.С., Неймарк Ю.Н. О колебаниях вала в шарикоподшипнике // Динамика машин : Сб.- М.: Машиноведение, 1960.- с.343-353.
26. Болотин В.В. Сборник “Поперечные колебания и критические скорости”.- Изд. АН СССР, 1953.- Вып.2. - С.34-39.
27. Бурмистров А.Н., Галахов М.А. Параметрические колебания ротора на

- Шарикоподшипниках // Машиноведение. -1983. - №2. - С.71-80.
28. Бутенин Н.В., Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Введение в теорию нелинейных колебаний.- М.: Наука, 1976. – 343с.
29. Блакьер О. Анализ нелинейных систем.- М.: Мир. 1969.- 400с.
30. Вентцель Е.С. Теория вероятности.- М.: Физматгиз, 1952.- 564с.
31. Воронецкий Б.Б. О частотах собственных колебаний некоторых узлов авиационных электрических машин // Труды Московского авиационного института. – 1959. - Вып.110.- С.41-63.
32. Воронкин В.А. Дефекты опор качения судовых электромашин в спектрах вибросигналов // Вопросы электромеханики: Труды ВНИИЭМ. – 2010. – Том 115, №2.– С. 3-8.
33. Вульфсон И.И. Типовые задачи динамики с учетом упругости звеньев - Ленинград: ЛПИ,1977.- 74 с.
34. Двигатели асинхронные малой мощности. Методика экспрессных испытаний на надежность двигателей габарита 50-63. А.В. Геворкян и др. РД 16.528-89. – М.: Изд. ВНИИ Стандарт–электро, 1989. - 16с.
35. Геворкян А.В., Артемян Г.Л. Стенд ускоренных испытаний на надежность АДММ // Промышленность Армении.- Ереван, 1988.- №6. - С.72-73.
36. Геворкян А.В. Особенности испытаний на надежность АДММ на стадии серийного производства // Доклад на секции “Качество и Надежность” НТС “Электромаш”.- г. Елгава Латвия, 1990г.- 5с.
37. Геворкян А.В., Тен Б.Н. К вопросу обеспечения надежности подшипниковых опор машин при их проектирование // Сборник трудов 25-й научно–технической конференции общественной аспирантуры, 30 декабря, 1988г.- Ереван. - С.58-67.
38. А.С. №1800410 СССР. Нагрузочное ус-тройство для испытания подключенного к сети электродвигателя / А.В.Геворкян и др.- Гос. реестр изобр. СССР.- 9.10.1992г.

39. Геворкян А.В. и др. Новый метод экспериментальной оценки надежности АДММ на стадии их сер. Производства // Сб. трудов 26-й науч. техн. конференции, 22 декабря, 1989г.- Ереван. - С.36-37.
40. Геворкян А.В. Колебания вращающегося ротора на подшипниках качения в жестко установленном корпусе// Вестник Инженерной академии Армении. - 2017.- Том 14 - №3. - С.426-430.
41. Геворкян А.В. № 4881974/07 Нагрузочное устройство для испытаний на надежность электродвигателя- Решение ВНИИГПЭ от 30.05.91г.- М.,1991.- 5с.
42. Геворкян А.В. К вопросу возникновения нелинейной инерционности вращающегося гибкого ротора // Вестник НПУА: Механика, машиноведение, машиностроение. – Ереван, 2017. - №1.- С.44-54.
43. Геворкян А.В., Шемян Г.Г. Субгармонические колебания ротора на нелинейных опорах // НПУА: Механика, машиноведение, машиностроение. – Ереван, 2016. - №2.- С.53-59.
44. Гольдберг О.Д., Хелемская С.П. Надежность электрических машин.- М.: Академия, 2010. - 288 с.
45. Гольдберг О.Д. Испытания электрических машин.— М.: Высшая школа, 2000. - 256 с.
46. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин: - 2-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2000. - 344 с.
47. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов.- М.: Изд-во АН СССР, 1959. - 247с.
48. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. - М.: Машиностроение, 1964. - 308 с.
49. Зубренков, Б.И., Маслов К.Г. Частотная вибродиагностика асинхронных двигателей шпиндельного исполнения на подшипниках качения // Вопросы электромеханики // Труды ВНИИЭМ. Методы проектирования малошумных электрических машин. – 2006. –Т.103. – С. 19-24.
50. Капица П.Л. Устойчивость и переход через критические обороты быстро

- вращающихся роторов при наличии трения // Техн. Физика. -1939. -Т.9. - вып.2.- С. 1-37.
51. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов на упругих опорах. – М.: Наука, 1982.- 456с.
52. Кельзон А.С., Циманский Ю.П. Влияние нелинейной податливости подшипников качения на колебания сбалансированного вала // ДАН СССР.- 1972.Т.207, №1.
53. Красовский Н.Н. Некоторые задачи теории устойчивости движения.- М.: Физматгиз, 1959. - 476с.
54. Ла–Салль Ж., Лефшец С. Исследование устойчивости прямым методом Ляпунова: Пер. с англ. – М.: Мир, 1964. - 285с.
55. Лефшец С. Устойчивость нелинейных систем автоматического управления. Пер. с англ. – М.: Мир, 1967. - 415с.
56. Луковников В.И. Сравнительный анализ современных стационарных систем вибромониторинга и вибродиагностики роторного оборудования // Вестник Гомельского государственного технического университета им П.О. Сухого. – 2006. – №3 (26). – С. 19-27.
57. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. – М.: Гостехиздат, 1950. - 364с.
58. Матросов В.М. К вопросу устойчивости гироскопических систем с диссипацией // Труды Казанского авиац. ин-та. – 1959. Вып.4. - с.315.
59. Матюшкова О.Ю. Современные методы виброакустического диагностирования // Омский научный вестник. – 2013. – №3(123). – С. 294-299.
60. Малкин И.Г. Теория устойчивости движения.-2-е изд.–М.: Наука, 1966. - 316с.
61. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. - М.: Наука, 1987. - 304с.
62. Меркин Д.Р. Об устойчивости стационарных движений оси вращающегося ротора, установленного на нелинейных подшипниках // ПММ. - 1983.- Т.47, вып.3. - С.65-84.

63. Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н. Виды и причины вибрации энергетических машин // Современные наукоемкие технологии. – 2015. – № 5. – С. 32-36.
64. Мишин В.В. Метод и средства диагностирования подшипниковых узлов с учетом макрогеометрии дорожек качения: Дис. ... канд. техн. наук. -Орел, 1999. -260с.
65. Новиков Л.З. Определение собственных частот колебаний электродвигателей, связанных с нелинейной упругостью шарикоподшипников // Изв. АН СССР. Механика и Машиностроение. – 1961.- №6.- С.84-90.
66. Овчинников И.Е. Вибрация и шум однофазных асинхронных двигателей // Электромеханика.- 1971.- №12.- С.35-38.
67. Папоян А.Р., Поляков В.К. Высокоскоростные роторы текстильных машин. Направления совершенствования конструкций и методов расчета.- Ереван: Наири, 2003. - 108с.
68. Папоян А.Р. Расчет собственных частот роторных шпинделей.- Ереван :- Наири, 2002. - 78с.
69. Позняк Э.Л. Нелинейные колебания неуравновешенных вертикальных роторов на подшипниках качения // Машиноведение. – 1971. - № 1. С.23-31.
70. Попов Е.Н. Динамика систем автоматического регулирования // ГИТЛ.- 1954. - с.14-123.
71. Подмастерьев К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения. – М.: Машиностроение -1, 2001. – 376 с.
72. Пановко Я.Г., Губанов И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. - М.: Наука, 1987. - 352с.
73. Проскуряков А.Е. Метод Пуанкаре в теории нелинейных колебаний М. Наука, 1977. - 456с.
74. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность деталей машин. - М.: Высшая школа, 1974. - 207с.
75. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. – Пермь: Изд-во «Вибро-Центр», 2012. – 215 с.

76. Рылов Ю.П. Вибрация асинхронных двигателей единой серии // Вестник электротехн. пром. – 1957. - №6. - С.27-31.
77. Саркисян Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов.– М.: Наука, 1982. – 304 с.
78. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Анализ вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. – Самара : Самарская государственная академия путей сообщения, 2006. – 5с.
79. Тамура Н.П., Ташкути О. Об осевых гармонических колебаниях, обусловленных движением шариков в шарикоподшипнике // Механика. - 1963. №3. - с.58-68.
80. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. - М.: Наука, 1965. - 444с.
81. Тондл А. Нелинейные колебания механических систем. - М.: Мир. – 1973. - 334с.
82. Фролов К.В. Параметрические задачи динамики машин // Rev. roum. sci. techn. ser. mec. appl. - 1979. - №2. - С.265-290.
83. Хаяяси Т. Нелинейные колебания в физических системах. - М.: Мир, 1968. - 423с.
84. Челомей В.Н. Динамическая устойчивость элементов авиационных конструкций. - М.: Изд. “Аэрофлот“, 1939. – 458 с.
85. Челомей В.Н. О возможности повышения устойчивости систем при помощи вибрации // ДАН СССР. - 1956. - Т.110, №3. - С.345-347.
86. Чернышов, В.Н. Экспериментальное исследование сигнала активного сопротивления подшипника в режиме сухого трения // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, ФГБОУ ВПО «Государственный университет — УНПК». — 2013.— № 1. — С. 145-151.
87. Шемян Г.Г. Исследование динамического качества эл. машин. Материалы всесоюзной конференции по вибротехнике. - г. Телави, 1984. - с.30-31.
88. Шемян Г.Г. Вибродиагностика технического состояния двигателей малой мощности // Материалы VI Всесоюзной конференции по производству перспективных асинхронных двигателей. - Владимир, 1985. С.56-60.

89. Шемян Г.Г. Машины электрические малой мощности. Методы расчета вибраций. РТМ 16800-78. – М.: Стандартэлектро, 1988. - 31с.
90. Шемян Г.Г., Маслов Г.С. Оценки геометрических размеров упруго-демпферных опор // Сб. науч. трудов ЕрПИ. Том 30, серия Машиностроение. - Ереван, 1972. - С.26-35.
91. Шемян Г.Г. Виброползучесть и релаксация напряжений в конструктивных элементах электрических машин // Изв. ВУЗ-ов. Электротехника. Новочеркасск, 1988. №11. - С.57-60.
92. Шемян Г.Г., Геворкян А.В. Колебания высокоскоростных электрических машин с роторами на подшипниках качения // Труды V Межд. конф. “Актуальные проблемы механики сплошной среды” 2-7 октября, Ереван, 2017.- С.143-144.
93. Шемян Г.Г. Динамика роторных машин. - Ереван: Изд. “Гитутюн”, НАН РА, 2004. - 330с.
94. Шемян Г.Г. К вопросу определения коэффициента демпфирования в подвесенных системах // Сб.: Проблема механики деформируемых тел.- Ереван: Изд. “Гитутюн”, НАН РА, 2003. - с.340-347.
95. Шемян Г.Г., Геворкян А.В., Дарбинян А.З. Колебание ротора электрической машины на шарикоподшипниках // Труды IV Межд. конф. - “Актуальные проблемы механики сплошной среды”, 21-26 сентября 2015г.- Ереван, 2015. - С.418-422.
96. Ямомото Т.О. О субгармонических, суммарных и разностных гармонических колебаниях вращающегося вала // Сб. переводов “Механика”. -1963. - №4. - С.61-73.
97. Chandra Mohan Rao1 B. D. V., and Ramana Rao N. V. Free Vibration Analysis and Optimization of Cylindrical Shells // ADVANCES IN VIBRATION ENGINEERING. – 2012. - 11(3). – P. 1-5.
98. Rao J. S. Transient Dynamics of Solid Rotors Under High Angular Accelerations- ADVANCES IN VIBRATION ENGINEERING, 5(1) 2006.

99. Wang Rixin, Zhang Yifeng, Gao Jingbo, Wu Xinhua and Xia Songbo. Study on Nonlinear Parameter Identification of Rotor-Bearing System//ADVANCES IN VIBRATION ENGINEERING, 6(1) 2007.
100. Routh E.J. The advanced part of treatise on the dynamics of a system of rigid bodies. – London, 1984. - 465p.
101. Ganesan S. and Padmanabhan C.. Rotor Dynamic Modeling of High Speed Flexible Coupling // ADVANCES IN VIBRATION ENGINEERING. - 2011. – 10(4).
102. Alwarsamy T., Balasubramanian R. and Karthik S. - Investigation of Machine Tool Chatter by Optimal System Parameters Using Immune Genetic Algorithm//ADVANCES IN VIBRATION ENGINEERING. - 2006.- 5(1) 2006.
103. Chaudhari Yogita K, Gaikwad Jitendra A, Kulkarni Jayant V. Vibration analysis for bearing fault detection in electrical motors // Networks & Soft Computing (ICNSC). - 2014.
104. Naik S. Electrical machines vibration - causes effects and mitigation <https://www.slideshare.net/prosimrnd/electrical-machines-vibration-causes-effects-and-mitigation-mr-sunil-naik>, 2013.
105. Werner U. Theoretical vibration analysis of soft mounted electrical machines regarding rotor eccentricity based on a multibody model. - Published online: Springer Science+Business Media B.V., 2010
106. Blödt M., Granjon P., Raison B., Rostaing G., "Models for Bearing Damage Detection in Induction Motors Using Stator Current Monitoring, " IEEE International Symposium on Industrial Electronics, vol.1, May 2004. pp.- 383-388.
107. Li B., Chow M., Tipsuwan Y., and Hung J. "Neural Network based motor rolling bearing fault diagnosis, " IEEE Trans. Ind. Electronics. - Oct. 2000. -vol. 47 (5). - pp. 1060-1069.
108. Nandi S., Toliyat H. A., "Condition monitoring and fault diagnosis of electrical machine," in Proc. 1999 IEEE IAS Annual Meeting Conference. - Vol. 1, P. 197-204.

109. Smith A. and Dorrell D. Calculation and measurement of unbalanced magnetic pull in cage induction motors with eccentric rotors. Part i: Analytical model // IEE Proceedings – Electric Power Applications. – 1996. - vol. 143(3). - P. 193–201.
110. Daley S., Hat J. , and Tammi K. // Instantaneous harmonic vibration control of a flexible rotor // Proceedings of the International Symposium on Active Control of Sound and Vibration. - 18 - 20 Sept. 2006.- Adelaide, Australia. – 2006. -11p.
111. Orivuori J., Laiho A., Sinervo A., Zenger K., and Arkkio A. // Suppression of rotor vibrations of an electric machine at the critical speed by optimal state feedback controller. - The European Control Conference. - August 23-26 2009.- Budapest, Hungary. - 2009.
112. Burrows C. R. and Sahinkaya M. N., // Vibration control of multi-mode rotor-bearing systems. - Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences. - 1983. - Vol. 386(1790). - 1983. - P. 77–94.
113. Kim M.-J., Kim B.-K., Moon J.-W., Cho Y.-H., Hwang D.-H., and Kang D. S. Analysis of inverter-fed squirrel-cage induction motor during eccentric rotor motion using fem // IEEE Transactions on Magnetics. – 2008. - Vol. 44, no. 6. – P. 1538–1541.
114. Keogh P. S., Cole M. O. T., and Burrows C. R. // Multi-State Transient Rotor Vibration Control Using Sampled Harmonics,” Journal of Vibration and Acoustics. 2002. - Vol. 124. - p. 186.
115. Khoo W., Garvey S., Kalita K., and Houlston P. Vibration control with lateral force produced in electrical machines // Proceedings of 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery (IMEchE). - 7- 9.09.2004 University of Wales, Swansea, UK, 2004. – P. 713-722.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Приложение 1. Акты внедрения:

- ЗАО НИИ «АРМАТОМ»
- ЗАО «РУСАЛ АРМЕНАЛ»
- ЗАО «АРМЯНСКАЯ АТОМНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ»
- ЗАО НП ИЦ «ЭЛЕКТРОМАШ ГАМ»
- ОАО Разданская энергетическая компания «Раз.ТЭС»
- Ужгородский завод «ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ» (УЗЭД, Украина)
- Тбилисский завод «МИКРОЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ»(ТЗМД, Грузия);
- Ереванский завод «ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ (ЕЭД, Армения).

Приложение 2. Решения НТС:

- НПО «ЭЛЕКТРОМАШ», секция «Качество и надежность»
(г.Владимир, Россия);
- «НИИ Электромаш», (г. Ереван, Армения)

Приложение 3. Авторское свидетельство:

- № 1800410. «Нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя». (ГОС. Реестр изобретений, г. Москва Россия).

Приложение 4. Дипломы конкурсов:

- «На лучшую разработку предложений молодых ученых и специалистов в области развития научно-технического прогресса в энергетике и электротехнической промышленности» (Центральное правление НТО ЭиЭП, г. Москва, Россия)
- «На лучшую разработку решений актуальных задач в Электротехнической промышленности» (Президиум совета НТО АР, г. Ереван)

- ЗАО НИИ «АРМАТОМ»
- ЗАО «РУСАЛ АРМЕНАЛ»
- ЗАО «АРМЯНСКАЯ АТОМНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ»
- ЗАО НП ИЦ «ЭЛЕКТРОМАШ ГАМ»
- ОАО Разданская энергетическая компания «Раз.ТЭС»
- Ужгородский завод «Электродвигатель» (УЗЭД, Украина)
- Тбилисский завод «Микроэлектродвигатель» (ТЗМД, Грузия)
- Ереванский завод «Электродвигатель (ЕЭД, Армения).



ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՀԱՆՐԱՊԵՏՈՒԹՅՈՒՆ
Էներգետիկ ենթակառուցվածքների և բնական
սպառների նախարարություն
«Ատոմային էլեկտրակայանների շահագործման
հայկական գիտահետազոտական ինստիտուտ»
Փակ բաժնետիրական ընկերություն
«ՀԱՅԱՏՈՄ»

В специализированный совет 034
0009, Ереван, ул. Теряна, 105.

АКТ

о практическом применении результатов диссертационного
работы Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование
методов оценки виброактивности и долговечности подшип-
никовых узлов электрических машин»

Настоящим удостоверяется, что результаты диссертационного работы Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин» - методы: расчета субгармонических колебаний роторов; экспрессных испытаний на надежность, формулы оценки стыковых соединений и нелинейной инерционности гибких роторов электрических машин обладают актуальностью, представляют практический интерес и используются при проведении расчетных, ремонтных и экспериментальных работ.

Генеральный директор
д.т.н. , профессор



Петросян В. Г.

Начальник лаборатории
к.ф.н.

Овакимян Т.О.



РУСАЛ

АРМЕНАЛ

ЗАО «РУСАЛ АРМЕНАЛ»
Армения, 0051, г. Ереван,
ул. Грибоедова, 25,
Тел.: (37410) 23-05-70
(37410) 23-15-81
(37460) 37-15-81
Факс: (37410) 28-68-87
armenal@armenal.am,
www.rusal.ru

В специализированный совет 034
0009, Ереван, ул. Теряна, 105.

« 2 » 05 2018г.

№ 009-06

АКТ

о практическом применении результатов диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин»

Настоящим удостоверяется, что результаты диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин» - методы расчета субгармонических колебаний, формулы оценки стыковых соединений и нелинейной инерционности гибких роторов обладают актуальностью, представляют практический интерес и используются при проведении балансировочных работ крупных вентиляторов ЗАО «Русал Арменал».

Технический директор ЗАО «Русал Арменал»

Главный энергетик ЗАО «Русал Арменал»



Կոխարև Ի. Վ.

Գևորգյան Ա.Ա.



РЕСПУБЛИКА АРМЕНИЯ
ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
“АЙКАКАН АТОМАЙИН ЭЛЕКТРАКАЯН”
 (“АРМЯНСКАЯ АТОМНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ”)

Республика Армения, Армавирский марз, 0910, г. Мещамор, тел./факс: (374 10) 28 06 69,
(374 10) 28 85 80, оператор связи: (374 10) 73 98 30, эл.почта: anpp@anpp.am, anpp@haek.am

№ E/49/10/18 от 21 05 2018г.

В специализированный совет 034
0009, Ереван, ул. Теряна, 105.

О практическом применении результатов
диссертационного исследования Геворкяна А.В.

Настоящим удостоверяется, что результаты диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин» - методы расчета виброактивности электрических машин с роторами на нелинейных опорах с учетом кинематических возмущений и радиального зазора в подшипниках, расчета субгармонических колебаний роторов и формулы оценки стыковых соединений и нелинейной инерционности гибких роторов электрических машин обладают актуальностью, представляют практический интерес и используются при проведении расчетных, ремонтных и балансировочных работ.

Главный инженер ЗАО «ААЭК»

Григорян А. Р.

Исполнитель
ЭЛВМ Амираган С. С.
тел.31-24

ԷԼԵԿՏՐՈՄԱՍ



ЭЛЕКТРОМАШ

ELECTROMASH

В специализированный совет 034
0009, Ереван, ул. Теряна, 105

АКТ

о практическом применении результатов диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин»

Настоящим удостоверяется, что результаты диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин» - методы: расчета субгармонических колебаний роторов; экспрессных испытаний на надежность; формулы оценки стыковых соединений и нелинейной инерционности гибких роторов электрических машин обладают актуальностью, представляют практический интерес и используются при проведении расчетных, ремонтных и экспериментальных работ.

Заместитель директора
ЗАО «Электромаш ГАМ»

Казарян С.П.



бланк

В специализированный совет 034
0009, Ереван, ул. Теряна, 105.

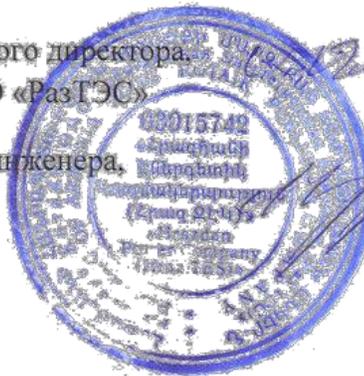
АКТ

о практическом применении результатов диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин»

Настоящим удостоверяется, что результаты диссертационного исследования Геворкяна А.В. на тему «Усовершенствование методов оценки виброактивности и долговечности подшипниковых узлов электрических машин» - методы расчета виброактивности электрических машин с роторами на нелинейных опорах с учетом кинематических возмущений и радиального зазора в подшипниках качения и усовершенствованные методы расчетной оценки долговечности и надежности подшипниковых узлов электрических машин с учетом составляющих виброускорений высших гармоник обладают актуальностью, представляют практический интерес и используются при проведении расчетных, ремонтных и экспериментальных работ.

Заместитель генерального директора,
Главный инженер ОАО «РазТЭС»

Заместитель главного инженера,
Начальник ОПНР



Мнацаканян А. В.

Мартirosян Т.Д.

УТВЕРЖДАЮ

ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР УЖГОРОДСКОГО
ЗАВОДА "ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ"

В. Я. Богдасаров
Богдасаров В. Я.
" 27 " 12 1985г.



УТВЕРЖДАЮ

НАЧ. ОТДЕЛА №11
НИИ ЭЛЕКТРОМАШ

Ю. К. Артемьян
Артемьян Ю. К.
" 12 " 1985г.



АКТ

внедрения в промышленную эксплуатацию "Стенд ускоренных
испытаний на надежность двигателей 4AM112, 4AM132К, 4AM132"
от " 20 " 12 1985г.

Мы, нижеподписавшиеся, представитель Ужгородского завода "Электродвигатель" нач. ЛИТ Колесников А.Г. с одной стороны и представитель НИИэлектромаш зав.отделом №11 Артемьян Г.Л. и зав. лабораторией №112 Тен Б.Н. с другой стороны составили настоящий акт о том, что завод "Электродвигатель" принял на баланс и внедрил в промышленную эксплуатацию "Стенд ускоренных испытаний на надежность двигателей 4AM112, 4AM132К, 4AM132", разработанный и изготовленный НИИэлектромаш по теме Д0381008853 в соответствии с техническим заданием БИМД.520055.006.

В результате внедрения "Стенд ускоренных испытаний на надежность двигателей 4AM132, 4AM132К, 4AM132" соответствует техническим требованиям задания БИМД.520055.006 и пригоден для промышленной эксплуатации. НИИэлектромаш также обязуется в течении года промышленной эксплуатации оказывать техническую помощь заводу "Электродвигатель" по устранению возникших неполадок и неисправностей, являющихся следствием технических решений разработанных НИИэлектромаш, а также обучить обслуживающий персонал навыкам работы и устранению неполадок на данном стенде.

От завода "Электродвигатель"
Нач. ЛИТ *А. Г. Колесников* Колесников А.Г.

От НИИэлектромаш
Зав.отд. №11 *Г. Л. Артемьян* Артемьян Г.Л.
Зав. лаб. №112 *Б. Н. Тен* Тен Б.Н.
Зав. акт 9 *А. И. Колесников*

Утверждаю
Директор ТЭМД

И.Р. Козада

" 28 " 11 1986г.

Утверждаю

директор НИИЭлектромаш

В.А. Александров

" 28 " 11 1986г.

А К Т

приемки стенда ускоренных испытаний
на надежность двигателей 4ААМ63 и АИР63
г. Тбилиси

ноябрь 1986г.

Настоящий акт составлен представителями ТЭМД в лице главного инженера Сааташвили К.А., главного конструктора Сулава М.С. и НИИЭлектромаш в лице зав.отделом НИИ Артемяна Г.Л., инженера отдела НИИ Геворкяна А.В. о том, что согласно заказ-наряду Д0386065-3Д83 на ОКР "Разработка, изготовление и внедрение стенда ускоренных испытаний на надежность двигателей 4ААМ63 и АИР63" НИИЭлектромаш разработал, изготовил и передал, а ТЭМД принял стенд ускоренных испытаний на надежность двигателей 4ААМ63 и АИР63.

Внедрение вышеуказанного стенда позволит с помощью форсированных нагрузок и режимов испытаний проводить ускоренные испытания на надежность согласно ОСТ 510.033-77 и получить в сравнительно короткий срок оценку надежности двигателей 4ААМ63 и АИР63.

Главный инженер ТЭМД
И.Р. Козада К.А. Сааташвили
" " 11 1986г.

Главный конструктор
М.С. Сулава Сулава М.С.
" 28 " 11 1986г.

Зав.отделом НИИ НИИЭлектромаш
Г.Л. Артемян Артемян Г.Л.
" 28 " 11 1986г.

инженер отдела НИИ
А.В. Геворкян Геворкян А.В.
" 29 " 11 1986г.

Утверждаю
Главный инженер
Д. С. Дилазин
" 25 " 1987 г.

Утверждаю
Зам. директора НИИэлектромаш
Д. К. Арутюнян
" 24 " 1987 г.

А К Т

приемки стенда ускоренных испытаний
на надежность двигателей 4ААМ63, АНА,
АНАТ, Д063, ДЦ63 и АИ63

г. Ереван

ноябрь 1987 г.

Настоящий акт составлен представителями ЕЭД в лице главного конструктора Ахвердяна Р.Ш. и начальника ЦЭЛ Амбарцумяна Б.А., НИИэлектромаш в лице заведующего отделом № II Артемьяна Г.Л., заведующего лабораторией № II2 Тена Б.Н. и инженера Геворкяна А.В. о том, что согласно заказу-наряду Д0387023-ЗДВ2 на ОКР "Разработка, изготовление и внедрение стенда ускоренных испытаний на надежность двигателей 4ААМ63, АНА, АНАТ, Д063, ДЦ63 и АИ63" НИИэлектромаш разработал, изготовил и передал, а ЕЭД принял стенд ускоренных испытаний на надежность двигателей 4ААМ63, АНА, АНАТ, Д063, ДЦ63 и АИ63.

Внедрение вышеуказанного стенда позволяет с помощью форсированных нагрузок и режимов испытаний проводить ускоренные испытания на надежность и получить в сравнительно короткий срок количественные показатели надежности двигателей 4ААМ63, АНА, АНАТ, Д063, ДЦ63, АИ63.

Годовой экономически эффект от внедрения стенда составил 86,0 тыс. рублей.

Главный конструктор ЕЭД

Р.Ш. Ахвердян
" 25 " 1987 г.

Начальник ЦЭЛ ЕЭД

Б.А. Амбарцумян
" 25 " 1987 г.

Зав.отделом № II НИИэлектромаш

Г.Л. Артемьян
" 24 " 1987 г.

Зав.лабораторией № II2

Б.Н. Тен
" 24 " 1987 г.

Инженер отдела № II

А.В. Геворкян
" 24 " XI 1987 г.

- НПО «Электромаш», секция «Качество и надежность»
(г. Владимир, Россия);
- НИИ Электромаш, (г. Ереван, Армения)



18 12 90
2929

Всесоюзный научно-исследовательский проектно-
конструкторский и технологический институт
электромашиностроения
(ВНИПТИЭМ)

г. Владимир, ул. Усти на Лабе, 35.

№ 32/4622

На № _____

Директору НИИ электромашиностроения
Т. Алиханяну К.А.
375056, г. Ереван, 56
Кор-Норк, 8-я ул. 2т.

Направляем Вам решения секции "Качество и надежность"
НТС НПО "Электромаш" за 1990 год.

Приложение: "решения" - на 8 - и л.

Зам. директора

Ф.К.Макаров

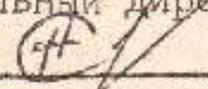
*от 11
С. Вроменский Г.П.
1812*

Исп.: Осипова Л.Г.
тел.: 77-7-91

*Лав. 112
Тенч С.Н.
А.В.*

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор НПО "Электромаш"


_____ Н.И. Суворов

" _____ " _____ 1990 год

Р Е Ш Е Н И Е

секции "Качество и надежность"

НТС НПО "Электромаш"

По вопросу: "Особенности испытаний
на надежность АДММ на стадии серий-
ного производства".

Заслушав и обсудив доклад представителя НИИэлектромаш (г.Ереван) т.Геворкяна А.В. на тему: "Особенности испытаний на надежность АДММ на стадии серийного производства", секция отмечает:

-в докладе предложен новый метод контролирования вероятности безотказной работы (ВБР) на стадии серийного производства, который позволяет производить испытание за 6-10 дней;

-предложенный метод базируется на классическом законе изменения интенсивности отказов во времени с учетом результатов многолетнего сбора и обработки данных об отказах АДММ. Время, за которое нормируется ВБР, разделено на два периода:

а) период приработки (T)

б) период нормальной эксплуатации (t^*).

В связи с этим, нормируемая ВБР представлена в виде произведения двух ВБР- ВБР за период приработки $P(T)$ и ВБР за период нормальной эксплуатации $P(t^*)$.

Суть метода заключается в том, что по результатам сбора и обработки данных об отказах рассчитывается $P(t^*)$. С учетом уровня нормируемого ВБР определяется $P(T)$, которая контролируется в режиме ускоренных испытаний.

По докладу имеются следующие замечания:

-не рассмотрены причины расхождения интенсивности отказов в периоде нормальной эксплуатации и не установлены границы периодов для каждого специального исполнения двигателей.

Секция постановляет:

1.Одобрить работы НИИэлектромаш по разработке методики экспрессных испытаний на надежность АДММ.

2.Рекомендовать проводить исследование с целью выявления причин расхождения значения интенсивности отказов в период нормальной эксплуатации для разных серий.

3.Установить границы допусков отказов за контролируемый период для каждого специального исполнения двигателей.

4.Рекомендовать проводить исследование с целью изучения характеристик кривой интенсивности отказов при изменении технологии.

Решение подготовлено комиссией в составе: Перельмана Р.З., Вихрева В.Я. и Геворкяна А.В.

Председатель секции надежности,
д.т.н., профессор

Ученый секретарь секции, к.т.н.

О.Д.Гольдберг

А.Ф.Лопатин

РЕШЕНИЕ НТС № 5 от 13.06.89 г.

НИИэлектромаша по вопросу "Приемка НИР"
"Разработка методики экспрессных испытаний
на надежность асинхронных двигателей с вы-
сотами оси вращения 50-63"

Отделом № II в соответствии с тематическим планом института проведена НИР по разработке методики экспрессных испытаний на надежность асинхронных двигателей с высотами оси вращения 50 - 63 мм.

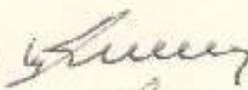
В процессе работы разработано техническое задание на НИР, проведены патентные, теоретические и экспериментальные исследования, выбраны коэффициенты ускорения испытаний, разработаны методы оценки показателей надежности по результатам экспрессных испытаний на надежность. Методика экспрессных испытаний на надежность представлена в виде стандарта предприятия.

Представлены ТЗ на НИР Д0388012-3Д82, стандарт предприятия СТН 094-89, издан приказ о внедрении стандарта.

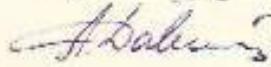
При выполнении НИР заявка на изобретение не подавалась.

НТС постановляет:

1. Проведенная работа выполнена в соответствии с ТЗ на НИР.
2. Все этапы работ, предусмотренные в объеме темы, полностью выполнены.
3. Работа выполнена на уровне лучших отечественных и зарубежных разработок.

Зарегистрированный отделом № II  Г.Л.Артемьян

Зарегистрированный отделом № II2  Б.Н.Тен

Зарегистрированный отделом НТС  Г.С.Млюбян



Приложение 3
Авторское свидетельство

- № 1800410. «Нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя». (ГОС. Реестр изобретений, г. Москва Россия).



СОЮЗ СОВЕТСКИХ СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ РЕСПУБЛИК
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГОСУДАРСТВЕННОМ КОМИТЕТЕ СССР ПО НАУКЕ И ТЕХНИКЕ
(ГОСКОМИЗОБРЕТЕНИЙ)

АВТОРСКОЕ СВИДЕТЕЛЬСТВО

№

1800410

На основании полномочий, предоставленных Правительством СССР, Госкомизобретений выдал настоящее авторское свидетельство на изобретение:

"Нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя"

Автор (авторы): Геворкян Арамаис Викторович и другие, указанные в описании

Заявитель: НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ, ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ЭЛЕКТРОМАШИНОСТРОЕНИЯ

Заявка № 4881974 Приоритет изобретения 11 ноября 1990г.
Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР

9 октября 1992г.

Действие авторского свидетельства распространяется на всю территорию Союза ССР.

Председатель Комитета

Начальник отдела

Расс
Гусев



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ
ВЕДОМСТВО СССР
(ГОСПАТЕНТ СССР)

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4881974/07

(22) 11.11.90

(46) 07.03.93. Бюл. № 9

(71) Научно-исследовательский, проектно-конструкторский и технологический институт электромашиностроения

(72) К.А.Алиханян, Г.Л.Артемьян, Б.Н.Тен и А.В.Геворкян

(56) Авторское свидетельство СССР № 1339775, кл. Н 02 К 15/00, 1985.

(54) НАГРУЗОЧНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПОДКЛЮЧЕННОГО К СЕТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Изобретение относится к испытательному оборудованию и может быть использовано при испытаниях асинхронных двигателей малой мощности на надежность.

Цель изобретения - расширение эксплуатационных возможностей путем проведения как отдельных, так и совместных испытаний обмотки и подшипникового узла.

На чертеже представлено нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя.

Нагрузочное устройство содержит станину 1, на которой установлен испытуемый электродвигатель 2, насаженную на выходном конце вала 3 электродвигателя втулку 4 с жестко связанным с ней диском 5, установленный на втулке подшипник нагружения 6, у наружного кольца которого установлен прижим 7, который состоит из стакана 8, опирающегося на пружину 9, вставленную во втулку 10, поджимающуюся гайкой 11. Прижим собран на оси 12 и закреплен на

2

(57) Использование: испытание на надежность подшипниковых узлов и обмоток электродвигателя. Сущность изобретения: станина, предназначенная для установки в нее испытуемого двигателя, с передвижной опорой, втулка с диском, в которой закрепляют вал двигателя, подшипник нагружения, насаженный на втулку, пружинный прижим, закрепленный на станине и упирающийся другим концом в подшипник нагружения, нагрузочный вентилятор, вал которого установлен в подшипнике, закрепленном на передвижной опоре, и колесо, насаженное на вал вентилятора и опирающееся на боковую поверхность диска. 1 ил.

стакане. На стойках 13 выполнены пазы 14, в которых с помощью болтовых соединений 15 укреплена передвижная опора 16. На ней с помощью подшипника 17 на валу 18 установлены колесо 19 и нагрузочный вентилятор 20. В отверстиях на диске установлены грузики 21.

Устройство работает следующим образом.

Испытуемый электродвигатель 2 закрепляется на станине 1. На выходном конце вала 3 устанавливается втулка 4 с диском 5. На втулку насаживается подшипник нагружения 6, к которому подводится и закрепляется на станине прижим 7. С помощью гайки 11 устанавливается необходимая нагрузка на подшипниковый узел испытуемого электродвигателя.

Передвижная опора 16 с нагрузочным вентилятором 20, подшипником 17 и колесом 19, которые собраны на валу 18 с помощью болтовых соединений 15.

(19) SU (11) 1800410 A1

устанавливается на стойках 13 таким образом, чтобы колеса 19 плотно соприкасалось с диском 5. В отверстиях на диске устанавливаются грузики 21.

Включают испытуемый электродвигатель в сеть, вентилятор 20 приводится во вращение, обеспечивая нагрузку на обмотку.

Для удобства регулирования диск снабжен градуированной шкалой в виде концентрических круговых линий, каждая из которых соответствует определенной частоте вращения нагрузочного вентилятора, а значит и определенной нагрузке на обмотку испытуемого электродвигателя.

Статическая нагрузка на подшипниковый узел создается воздействием прижима 7 на нагрузочный подшипник 6, а через него и на подшипниковый узел электродвигателя. Сила воздействия прижима регулируется пружиной 9, которая поджимается гайкой 11, а шкала, нанесенная на стакане 8, показывает величину нагрузки.

Вибрационная нагрузка на испытуемый электродвигатель создается путем закрепления грузиков 21 в отверстиях на диске 5.

Применение предлагаемого нагрузочного устройства дает возможность:

широкого форсирования нагрузок на обмотку и подшипниковый узел электродвигателя при ускоренных испытаниях на надежность:

проведения как отдельных, так и совместных ускоренных испытаний на надежность обмотки и подшипникового узла электродвигателя;

5 определения величины нагрузок отдельно и на обмотку и на подшипниковый узел испытуемого электродвигателя.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

10 Нагрузочное устройство для испытания подключенного к сети электродвигателя, содержащее нагрузочный вентилятор и связанную с ним предназначенную для установки на вал электродвигателя втулку, отличающееся тем, что, с целью
15 расширения эксплуатационных возможностей путем проведения как отдельных, так и совместных испытаний обмотки и подшипникового узла, оно содержит станину, в которой установлен испытуемый
20 электродвигатель, жестко связанный с втулкой диск, нагрузочный подшипник, в котором установлена втулка, регулируемый пружинный прижим, один конец которого опирается на нагрузочный подшипник, а
25 другой конец закреплен на станине, колесо, установленное на одном валу с вентилятором и опирающееся на боковую поверхность диска, причем вал вентилятора закреплен в подшипнике, установленном на
30 передвижной опоре, которая установлена на станине с возможностью осевого перемещения колеса.

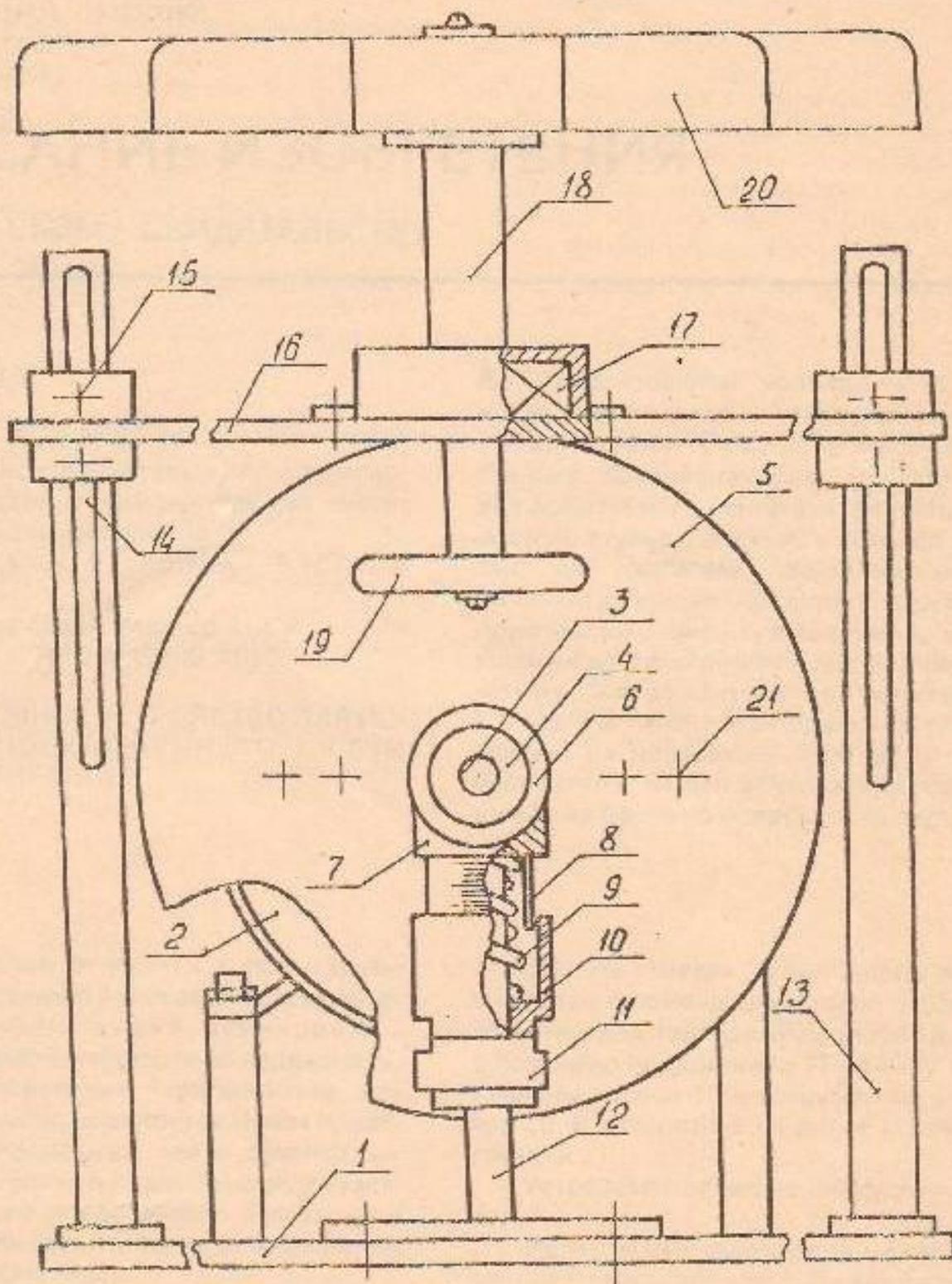
35

40

45

50

55



Составитель Ф.Окминян
Техред М.Моргентал

Корректор П.Герши

Редактор Т.Иванова

Заказ 1163

Тираж

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035. Москва, Ж-35. Раушская наб. 4/5

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул. Гагарина, 101

Приложение 4
Дипломы конкурсов

- «На лучшую разработку предложений молодых ученых и специалистов в области развития научно-технического прогресса в энергетике и электротехнической промышленности» (Центральное правление НТО ЭиЭП, г. Москва, Россия)

- «На лучшую разработку решений актуальных задач в Электротехнической промышленности» (Президиум совета НТО АР, г. Ереван)

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЩЕСТВО

ЭНЕРГЕТИКИ

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Центральное правление

ДИПЛОМ



А.В.Геворкяну

за работу

"Комплекс средств автоматического управления
испытаниями на надежность АДММ (КСАУ)"

Республиканский конкурс "На лучшую разработку предложений молодых ученых и специалистов в области развития научно-технического прогресса в энергетике и электротехнической промышленности" 1987 год

Председатель
Центрального
правления НТО ЭЭП
член-корр. АН СССР

Н.Н.Тиходеев
Н.Н.Тиходеев

Председатель жюри
конкурса профессор

Г.Н.Александров
Г.Н.Александров



25 " февраля 1988.

ПРЕЗИДИУМ
АРМЯНСКОГО РЕСПУБЛИКАНСКОГО СОВЕТА
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЩЕСТВ
НАГР А Ж Д А Е Т

АВТОРА, ЧЛЕНА П/О НТОЭиЭ НИИЭЛЕКТРОМАШ ГЕВОРЖЯНА АРАМАИСА
ВИКТОРОВИЧА ЗА РАБОТУ " СТЕНД УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ
АДММ" УДОСТОЕННУЮ III ПРЕМИИ НА КОНКУРСЕ АрмНТОЭиЭ 1987 года
" НА ЛУЧШУЮ РАЗРАБОТКУ РЕШЕНИЙ АКТУАЛЬНЫХ ЗАДАЧ В ЭЛЕКТРОТЕХНИ-
ЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ".

Председатель А

№



Փ. Խ. Առուստյան
Փ. Խ. Առուստյան
1987-г.